

Title	乗用車手動変速機用高性能・高精度歯車の大量生産技術開発に関する研究(Dissertation_全文)
Author(s)	川崎, 芳樹
Citation	Kyoto University (京都大学)
Issue Date	1997-11-25
URL	http://dx.doi.org/10.11501/3131546
Right	
Type	Thesis or Dissertation
Textversion	author

乗用車手動変速機用高性能・高精度歯車の 大量生産技術開発に関する研究

1997

川崎 芳樹

目次

第1章 緒論	1
1-1 研究の背景	1
1-2 本研究の対象と目的	4
1-3 関連する従来の研究	7
1-4 本論文の構成	9
第2章 打こん対策法に関する研究	12
2-1 緒言	12
2-2 打こん発生に伴う弊害	13
2-3 発生要因解析	14
2-4 発生源対策	16
2-4-1 搬送法対策	17
2-4-2 面取り対策	17
2-4-3 面取り管理による打こん発生率比較テスト結果	24
2-5 打こん検知法とその開発	26
2-5-1 官能検知法	26
2-5-2 歯車単品かみ合い検知法(1 歯面かみ合いテスト)	27
2-5-3 歯車単品計器検知法(2 歯面かみ合いテスト)の解析とその開発	28
2-5-4 ユニット計器検知法	44
2-5-5 最適検知システム開発に対する考察と評価	52
2-6 打こん除去工法の比較と新工法開発	52
2-6-1 外歯かみ合いギヤホーニング	53
2-6-2 内歯かみ合いギヤホーニング	54
2-6-3 ギヤバニシング工法	56
2-6-4 打こん除去工法比較	63
2-7 結言	64
第3章 ギヤノイズ低減法に関する研究	66
3-1 緒言	66
3-2 ギヤかみ合いノイズ発生要因解析とその対策	69
3-2-1 歯車諸元に対する設計要因解析とその対策	69
3-2-2 ギヤノイズ低減のための理想歯面形状解析	79
3-2-3 加工上の要因解析とその対策	81
3-3 ギヤ異音発生要因解析とその対策	88
3-3-1 下切り残りによる異音発生要因解析とその対策	88
3-3-2 歯先トロコイド干渉による異音発生解析とその対策	89
3-4 ギヤノイズ要因解析法開発	95
3-4-1 部品相互組み替え法による解析	95
3-4-2 歯当たり解析	95
3-5 ギヤノイズ評価法開発	99
3-5-1 生産工場における評価法	99

3-5-2. 新ノイズ評価法開発とその効果	103
3-6. ギヤノイズ向上のための解析と対策実例	116
3-6-1. FF車用トランスアクスル終減速ギヤノイズ改良 (設計対策/工法対策)	116
3-6-2. FF車用トランスアクスル5速ギヤノイズ改良 (設計対策/工法対策)	118
3-7. 結言	140
第4章 大量生産下での高精度歯車加工法開発に関する研究	144
4-1. 緒言	144
4-2. 歯車精度規格(DIN)と歯車の性能の関係解析	145
4-3. 歯車精度と工法との関係解析	147
4-4. 高精度シェービング工程の開発	151
4-4-1. シェービング高精度化対策と管理対策	151
4-4-2. 新簡易洗浄機の開発	154
4-5. 低ひずみ熱処理工法の開発	155
4-5-1. FC浸炭法の研究	155
4-5-2. 新焼き入れ油槽開発	159
4-6. 歯車精度向上対策に対する効果	161
4-7. 結言	162
第5章 歯車生産システムとしての統合	163
5-1. 緒言	163
5-2. 従来型歯車生産の仕組み	163
5-3. 新歯車生産システム開発—ギヤラボシステム	165
5-4. シェービングカッタ再研削システムの開発	167
5-5. 歯車測定機管理とその管理システム	170
5-6. 結言	171
第6章 結 論	173
<参考文献>	180
<付録>	182
付録1 学術論文一覧表(発表予定を含む)	182
付録2 特許一覧表(出願中を含む)	183
付録3 商業誌・学会誌 掲載 解説・レビュー記事一覧表(発表予定を含む)	184
<謝辞>	188

第1章 緒 論

1-1. 研究の背景

自動車における変速機はエンジンに次ぐ重要ユニットである。この理由は以下のとおりである。

- ①現在の自動車の原動機には、ほとんどオットー機関あるいはディーゼル機関が採用され、これらが有効な駆動トルクを発生させるのは、実用車両では、前者が1,000rpmから7,000rpm、後者が800rpmから3,000rpmであるのに対し、自動車の駆動輪(タイヤ)は数rpmから2,000rpmで回転しなくてはならず、原動機と作業機たる駆動輪との間のインピーダンス・マッチングが不可欠である。
- ②車に要求される機能の基本は、物を運ぶための空間の確保と高速移動のための軽量化であり、この要求を満たしながら上記インピーダンス・マッチングができるのは、実用機械・大衆機械としての自動車では価格と信頼性が重要な因子となるため、歯車式変速機が不可欠である。

この自動車用変速機には、人の手により変速させる手動変速機と車の走行条件により自動的に変速させる自動変速機とがある。

それぞれの運転操作機能上の特徴として、前者は、エンジン回転に応じ最適なギヤ比を運転者が選択できるので、燃費を少なくかつ加速応答性を向上させ得る、シフトダウンによる強力なエンジンブレーキを作動させることができる、微速運転に必要な半クラッチ運転が可となる等の長所がある。逆にセレクトとシフトの煩雑な操作と同時にクラッチペダルを踏む動作が必要となり、運転者の疲労が大きい短所がある。

後者の長所は前者の短所が解決されていることである。すなわち、クラッチペダルを踏む動作とセレクト操作がなく自動的に変速比を選択してくれる。逆に後者の短所は、前者の長所がなくなること、燃費が悪く、加速応答性が悪く、エンジンブレーキの利きが低下することや、ブレーキペダルとアクセルペダルの踏み違いによる暴走の危険をかかえている。

自動変速機と手動変速機の構造と品質機能上の大きな違いは、発進装置と歯車列にある。自動変速機は、発進にはトルクコンバータを用い、流体により発進時のエンジンの回転と変速機の回転差を吸収し、スムーズに発進させる。変速機部には多くの場合遊星歯車列を用い、クラッチ・ブレーキ等により連結する部位の組み合わせを変更することでギヤ比を変える。

それに対し手動変速機では、発進には乾式クラッチを用い、摩擦面を半結合状態にすることでエンジンと変速機間の回転差を同期させる。変速機部には平行軸式歯車列を用い、各ギヤ段ごとにシンクロ機構を持ったドッグクラッチとスリーブを用いて変速させる。

自動変速機の利点は、トルクコンバータが変速するので、変速機の第1速段のギヤ比を小さくでき、ギヤの段数も少なくできる。一般に手動変速機の第1速は3.3~3.9であるの

に対し、自動変速機は3.0以下であり、段数も前者では5段に対し後者では4段で同等性能となる。また、遊星歯車列は一軸であるので変速機の外形寸法を小さくでき、車両の最低地上高をかせぐことができる。さらに、プラネタリピニオンの数を増やすことで許容伝達トルクを増加でき、ギヤノイズの点からも有利である。また、スラスト荷重が相殺されるので、外部にスラスト荷重が生じず、歯車の運転状態が安定であるために重要な歯当たりを狂わせる要因が少ない。

手動変速機の利点は、構造が単純で製造コスト的に有利であり、また、信頼性も高く、各速度段ごとに歯車組があるので変速比を自由にとることができる。欠点としては、効率が良い分、回転変動によるギヤトルやギヤノイズが生じやすく、スラスト荷重や組み付け誤差によるギヤの傾き(アライメント変化)が原因となって歯当たりが変化し、歯車の強度・ノイズに影響を与えることなどがあげられる。また、歯車の強度を増やすには歯車軸間距離を増加させることが必要であり、外形寸法が大きくなってしまう。それにより、歯車周速が大きくなり、ギヤノイズの面からも不利になる。

自動車には常に乗員の快適性が求められ続けてきた。中でも車内騒音は快適性に対する一つの重要な因子である。

車内騒音の中でも低周波(70~100Hz/エンジン回転2,000rpm)のエンジンサウンドに対し高周波(600~1,500Hz/2,000rpm)のギヤノイズは、乗員に不快感を与える。また、エンジン音は乗員のある程度の運転コントロール下にあり、乗員のし(嗜)好に関連したサウンドあるいはミュージックであると見なされることも多いが、ギヤノイズはある速度域に達すると発生したり、一定速時または加速時・減速時ともに、あるいは一方にのみ発生したりする。すなわち、運転者のコントロール外にあることが不快感をつのらせることとなっている。これらのことより自動車用変速機での客先クレームとしてギヤノイズが最大の問題となった。

ところが、このギヤノイズは自動車用変速機の数多くのトラブルの中で最も解決困難な問題である。なぜならば、ギヤノイズパワーとそのパワー源であるエンジン出力との比は 10^{-5} から 10^{-6} と格段に低く、車の走行距離や強度的問題を扱うのに比べて、極めて詳細な影響因子を扱わねばならず、したがって影響を及ぼす要因が多く、それらの間の関係系が複雑でかつ設計のみの問題でなく、また、それらすべてが、製造工程に連れ回る等の事情があるためと考えられる。

1970年ごろから、主として大衆車から普通車と呼ばれている排気量1,000~2,000ccクラスの乗用車に、FWD車(Front Wheel Drive Car: 前輪駆動車)が燃費低減・軽量化のために各自動車会社で採用されてきた。このFWD車用変速機ユニットとして、従来のトランスミッションとデフの2装置がコンパクトに一体化された横置きトランスアクスルが開発された。この横置きトランスアクスルはエンジンの横に直接クラッチを介して結合させたために、ユニット全体の幅を制限せざるを得なくなった。また、このことが各歯車の歯幅を狭くとらざるを得なくなることにもなってきた。

変速機の中で最も重要な部品が歯車であり、また、変速機生産工場での最大の問題が上述の『ギヤノイズ』である。これに深い関連を持つものとして、『打こん(痕)(歯面の打ち傷)』や『歯車精度』・『生産コスト』等が挙げられる。

このトランスアクスルの歯車には、従来のモジュール2.0~2.8からさらに小さな、一般にファインピッチ(Fine Pitch)と称されるモジュール1.4~2.0が採用され、また、歯丈として従来の並歯(全歯丈2.25モジュール)から高歯(全歯丈2.6~3.5モジュール)が採用されるようになってきた。また、この歯幅の狭い変速機用歯車で重なりかみ合い率を稼ぐためには、ねじれ角も従来 23° ~ 25° であったものを強ねじれ角と称される 28° ~ 35° まで大きくとるよう変更せざるを得なくなってきた。すなわち、ファインピッチ・高歯・強ねじれ角歯車がトランスアクスル開発に伴って採用されてきたが、その最大の理由は、『ギヤノイズ』低減のための総合かみ合い率アップと軽量化であった。『ギヤノイズ』の中でも特にFWD車用トランスアクスル特有の終減速ギヤ音(Final Drive Gear Noise)は、従来のRWD車(Rear Wheel Drive Car: 後輪駆動車)で言うところのデフノイズに相当する。終減速ギヤ音は低速域から高速域まで、また1速~5速までの全変速域にかかわるノイズであり、またトランスアクスルがエンジンの横に付いているため、前面から運転者に『ギヤノイズ』として感じさせやすくなっていることも、従来にない新たに解決すべき問題となった一つの大きな理由である。

一方、上記のようなFWD車用トランスアクスル歯車のファインピッチ・高歯・強ねじれ角といった特徴が、従来のRWD車用トランスミッション歯車(中ピッチ・並歯・弱ねじれ角歯車)のそれに対し、より“やわい歯”とならざるを得ない点が、逆に生産上の致命的欠点として挙げられることとなった(図1-1. “やわい歯”と“頑丈な歯”の比較図参照)。

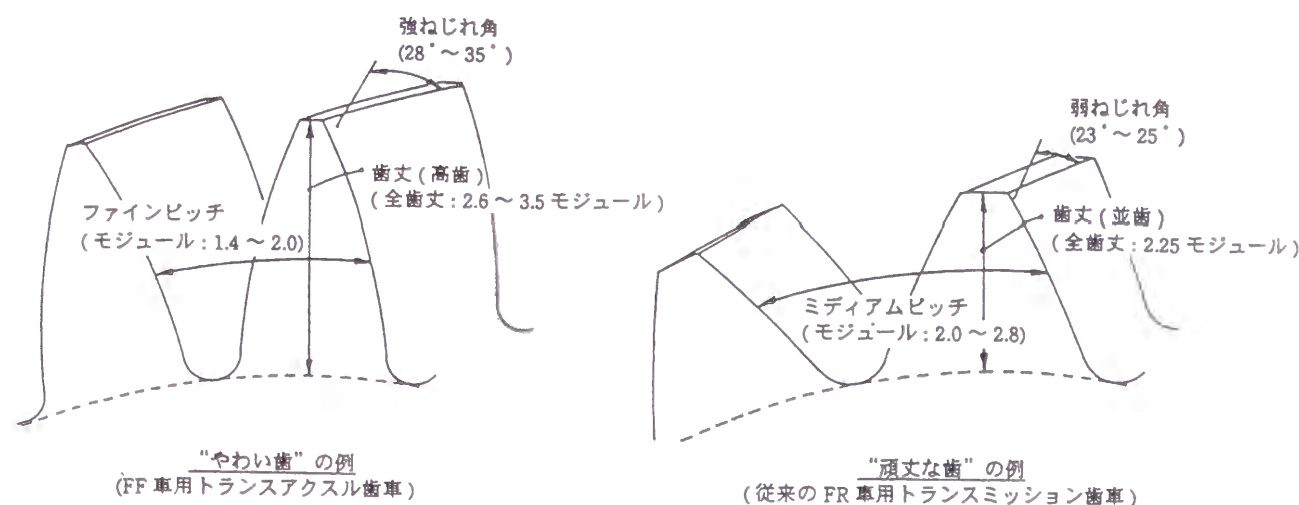


図1-1. “やわい歯”と“頑丈な歯”の比較

すなわち、ファインピッチ・高歯・強ねじれ角歯車を製造するための工具、特にホブやピニオンカッタやシェービングカッタは工具歯先の歯厚を小さく、また、圧力角を小さくせざるを得なくなってきた。

これに伴い工具の歯先欠け等の問題が製造工場で頻発する結果となり、加工原価単位を押し上げる一因となった。また、製造された歯車は歯先のトップランドが狭く、鋭角側の歯端面が極端にとがったものとならざるを得なくなってきた、このような“やわい歯”の歯

車を大量生産用に高度に自動化された生産設備で製造する時に、歯車同士の衝突、歯車と工具やシュータ・ローダとの衝突により、『打こん』が多発しやすくなってきた。

いったん『打こん』の発生した歯車を変速機に組み込むとコトコトという耳障りな音が発生するため、変速機を総分解し、歯面修正を行って再組みするという莫大な人件費と再組み不可の廃却部品費の損失を伴うこととなる。

一方、“やわい歯”の歯車は熱処理に対しても変形しやすくなり、完成品の『歯車精度』低下を伴うこととなった。特に歯のトップランドが全浸炭深さより小さくなり、ねじれ角が大きいために、歯先・両端が大きくだれ込む傾向と同時に、リード・リードテーパー・クラウニング・歯形・圧力角等の歯の幾何学的形状精度に関する変形が熱処理により大きく発生し、歯当たりの面積が小さくなり、かつ歯当たりの位置がずれ、さらには『ギヤノイズ』悪化の問題も引き起こすこととなった。このことは『歯車精度』管理の面の難しさを表すものであり、その結果として、従来の中ピッチ・並歯・弱ねじれ角の頑丈な歯の歯車では、あまり問題とならなかった歯底形状——特に歯車の歯切り加工時に工具歯先が創成する歯底のトロコイドカーブの最小曲率半径——や、歯底部の表面粗さが起因となる歯の折損現象が、ファインピッチ・高歯・強ねじれ角の“やわい歯”の歯車では、市場で発生することもしばしばであった。これら一連の問題を、従来の“頑丈な歯”の歯車用生産技術と生産システムの延長では解決することができなかった。

このような“やわい歯”の歯車に対する『打こん』・『ギヤノイズ』・『歯車精度』の問題を一挙に解決するには、熱処理後の歯面仕上げ加工として、ハードフィニッシング(Hard Finishing)と称される研削工程を導入するという選択肢もある。ハードフィニッシングは成形工具に CBN^{脚注1}をコーティングして1歯ごとに加工する工法と、ねじ状工具に CBN をコーティングして創成加工する工法とに大きく分けられるが、いずれにせよ、加工費・設備償却費を考慮した生産コストは従来工法の5～6倍はかかることとなり、また、加工サイクルタイムが長い(2～5分)ために大量生産(年産40～100万台)下での歯車加工には不向きである。

そこで、“やわい歯”の歯車を大量に高精度・高機能・低コストで生産するには上記の『打こん』・『ギヤノイズ』・『歯車精度』の3問題をそれぞれの項目別ごとに解決し得る新しい生産技術の開発と新しく統合された生産システムの構築が早急に必要とされていた。

1-2. 本研究の対象と目的

本研究論文において具体的事例として取り上げるのはギヤノイズが特に問題となる前輪駆動車用手動変速機である。しかし、本研究で明らかにした現象、問題解決手段等の成果のほとんどは、自動変速機の製造はもちろん、大量生産される小形歯車の場合についても当てはまるものである。

一般的に手动変速機は1速～5速とリバースの6段階の変速域を有している。この手动変速機も構造上大きく2種類に分類される。一つが前項でも述べている前輪駆動車用のト

ランスアクスルで、もう一つが後輪駆動車用のトランスミッションと呼ばれるものである。

本研究の対象とするのは、生産数として大量生産、すなわち年産40万～60万台の規模での生産技術であり、その問題点の抽出と解析、それを克服するための技術の提案と解析と評価、その技術の実際の開発、およびその新技術を実生産に供しての評価を扱うことにする。

世界の先進国に於ける高速道路での自動車の走行条件は大きく異なる。特にドイツにおける高速道路(アウトバーン)では、車速無制限(時速200～300km)であるのに対し、わが国と米国では車速制限があり、一般に時速100～150kmと大きく異なる。そこを走る車の変速機もおのずから運転走行条件により要求精度・機能が大きく異なってくる。走行抵抗等は速度の二乗に比例することから、アウトバーンを走行する変速機には自ら通常の道路を走行する場合に比べて、1.8～9倍の抵抗がかかることになり、歯車の機能上・精度上も従来とは異なった技術解決策が必要となってきた。この変速機用歯車には、回転数が最大7,000rpmまでの範囲で、負荷にして1～20kgf・m(9.8～196.13N・m)のトルクが低速・高トルクから高速・低トルクまでの広域にわたって、しかも運転条件によりドライブ歯面(加速時に負荷をうける歯面)とコースト歯面(エンジンプレーキ時に負荷を受ける歯面)交互に、または一方にかかってくる(図1-2. “ドライブ歯面”と“コースト歯面”の比較参照)。本研究の対象機は上記のような不確定の過酷な運転条件下で使用される高機能歯車装置である。

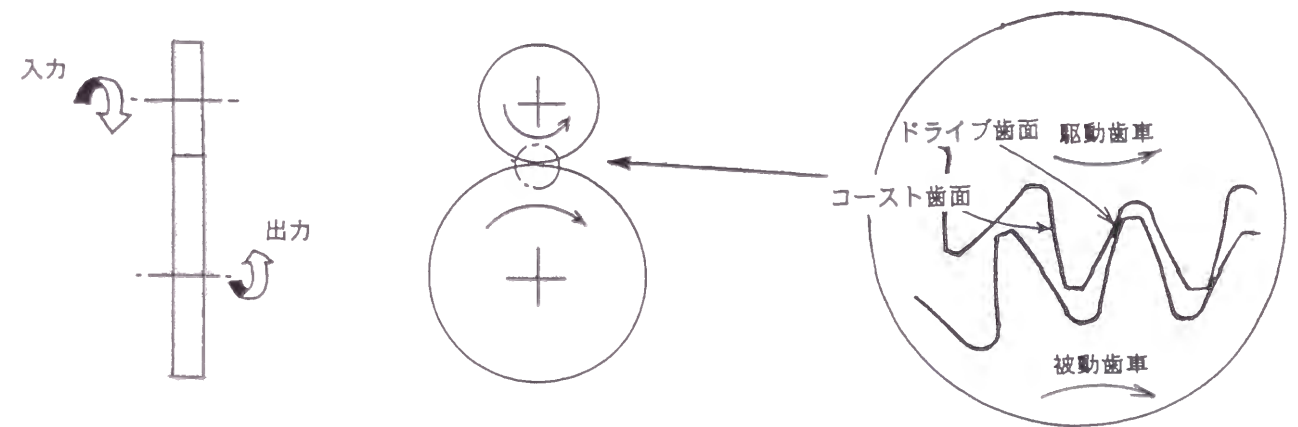


図1-2. ドライブ歯面とコースト歯面

このような歯車装置においては車両評価(絶対官能評価10点法：表1-1. ギヤノイズ絶対官能評価^{脚注1})で、従来品に比べて2～3点上のギヤノイズのレベルが要求され、ギヤ精度レベルで2～3級(DIN レベル^{脚注2})上を要求されている。

前節で述べたように一つの生産技術上の解決手法として、従来から主としてドイツで導入されてきた浸炭焼き入れ後の歯車を仕上げ加工するハードフィニッシングがあるが、ハ

^{脚注1} ギヤノイズの絶対官能評価を1点～10点までに段階分析し、それぞれの段階を言葉で表したものを。

^{脚注2} DIN：ドイツ国家規格

^{脚注1} Cubic Boron Nitride：立方晶窒化ホウ素

ードフィニッシングの導入は高コストとなるため、産業的にこの方法が主流になるには問題があると考えられる。このことに留意し、本論文では既存設備工法をベースとした新しい生産技術の開発と新生産システムの構築によりハードフィニッシングによるのと同様の高精度・高機能歯車を比較的安価に、すなわち経済的優位性を保って、造り込む方法を論じる。

すなわち、本研究の目的は、低速から高速までの回転数変動域が広く、かつ低トルクから高トルクまでの領域をカバーせねばならない高速用(車速で時速 200～300km)トランスアクスルの小モジュール・高歯・強ねじれ角のやわい歯を持つ高機能・高精度歯車を大量生産(年産 40 万～60 万台: 設備稼働条件 2 直定時 18,200 分/月でサイクルタイム 0.4 分～0.55 分)する際に問題となる歯車の機能(特にギヤノイズ・打こん)と精度(歯車精度)に関する生産技術と生産システムの解析とその評価であり、大量生産工場において機能面で低コストで優秀な製品を生産し続け得る生産技術の開発と生産システムの構築をその結果として期待するものである。

表 1－1. ギヤノイズ絶対官能評価表

点数	英 文 表 現		邦 文 表 現
10	EXCELLENT	NOT NOTICEABLE EVEN BY TRAINED EVALUATORS	訓練を積んだ検査員でさえ聞こえない。
9	VERY GOOD	NOTICEABLE ONLY BY TRAINED EVALUATORS	訓練を積んだ検査員のみに聞こえる。
8	GOOD	NOTICEABLE ONLY BY CRITICAL CUSTOMERS	厳しいユーザのみに聞こえる。
7	SATISFACTORY	NOTICEABLE BY ALL CUSTOMERS	すべてのユーザに聞こえる。
6	AGREEABLE	RATED DISTURBING BY SOME CUSTOMERS	一部のユーザがノイズと感じる。
5	MEDIOCRE	RATED DISTURBING BY ALL CUSTOMERS	すべてのユーザがノイズと感じる。
4	POOR	RATED AS FAILURE BY ALL CUSTOMERS	すべてのユーザが NG と感じる。
3	VERY POOR	COMPLAINED AS BAD FAILURE BY ALL CUSTOMERS	すべてのユーザが極度の NG と感じる。
2	BAD	LIMITED OPERATION	限られた範囲でしか機能せず。
1	VERY BAD	NON OPERATION	機能せず。

本研究の成果がもたらすであろう具体的な期待数値の目標として、

- (1) 『打こん』については、工場での組み立て後の打こん NG 率を研究開発前の 5～8%から 1%以下に、
- (2) 『ギヤノイズ』については、マスターカーでの車両評価ギヤノイズを絶対官能評価 10 点法により判定した場合、研究開発前の全段 min.4.5 点^{脚注 1}を、終減速ギヤノイズ min.6.5 点、5 速ギヤノイズ min.7.5 点、4 速ギヤノイズ min.7.0 点、3 速ギヤノイズ min.6.5 点、2 速ギヤノイズ min.6.5 点、1 速ギヤノイズ min. 6.5 点に向上させ、
- (3) 『歯車精度』については、研究開発前の全項目 min. DIN 13 級を、圧力角誤差ばらつき min. DIN 9 級、リード誤差ばらつき min. DIN 9 級、歯溝の振れ min. DIN 10 級に向上の達成

を掲げる。

すなわち、本研究の成果が工学上、工業上有用で意義のあるものと認めるためには、これらの目標数値が達成されるか否かを一つの評価基準とする。換言すれば、そのような有用性のある生産技術が何であるかを明らかにし、それを開発することが本研究の目的である。

1－3. 関連する従来の研究

前々節『1－1. 研究の背景』で記したように、“やわい歯”の歯車は FF 車普及に伴い 1970 年ごろから大量生産されるようになったもので、自動車変速機用歯車生産の歴史に比べると非常に新しいものである。原理的には歯面の幾何学的形状は静的状態では“やわい歯”も“頑丈な歯”も同じインボリュートヘリコイド(Involute Helicoid)であるために、同一の思考が適用された。したがって、加工設備・治工具類や測定機器等のハード面も、従来からある“頑丈な歯”用のものを、当初そのまま使用し、また、品質・生産管理システム等のソフト面も、従来からのものをそのまま適用したが、多くの不具合・不適合が発生した。

生産過程における打こんの発生に関しては、“頑丈な歯”の歯車では、生産工場においてさほど大きな問題でなかったために、発表された論文も、ほとんど 2 歯面かみ合いテストに関するもの^{[1]、[2]}に集中している。しかもこの 2 歯面かみ合いテストに対する論文も、主として歯溝の振れ・歯厚・1 ピッチかみ合い誤差に対するもので、打こん検知に対する論文は皆無と言える。ただわずかに、筆者の諸編^{[3]、[4]、[5]}において 2 歯面かみ合い試験機を用いての打こん検知解析およびその具体的方法の開発と打こん除去工法開発が見られるのみである。これは、従来『打こん』が『切り屑』や『バリ』等と同じく、どちらかと言うと現場レベルのもので、学術上の価値が少ないと見なされる傾向にあったことに一つの原因がある。また、一つには、打こんの発生は再現性がないことと、設備上加工能率や段取り、加工精度が主たる興味の対象で、打こんの発生は二次的な問題として見な

脚注 1 min.の意味は大量生産ユニットのすべてが満足し得る最低限界値である。
すなわち出荷ユニットはすべてこれ以上の品質レベルであることを意味している。

される場合の多いことによるものと思われる。本論文のほかに、この『打こん』を現場レベルの問題から学術上レベルまで引き上げたものは見当たらないと言って過言でない。

『ギヤノイズ』に対しては、過去にも、また、現在も多くの論文が発表されている。しかし、ほとんどが設計や運転性能面を研究対象としたもので、かみ合う歯の対のばねと、歯車対の極慣性性能率からなる振動系において、かみ合いの進行に伴う歯の対の周期的剛性変動に起因する係数励起振動が、歯車の製作誤差、および組み付け誤差に起因する振動強制力の影響を受けて、どのような挙動を示すかを論じたものであり、歯車諸元に基づく理論かみ合い率で理論的、実験的結果を整理しているものが多い^[6]。

人見の論文^[7]はヘリカルギヤにおける軸直角かみ合い率と歯面修整とギヤノイズの関係について論じているが、本編に述べるように重なりかみ合い率と軸直角かみ合い率とのバランスにより生じるかみ合い安定域については論じられていない。

また、中川らの論文^[8]では歯面形状のバイアス修整に対する振動実験結果が報告されていてバイアスイン修整する方が振動が少ないことが論じられているが、バイアスイン修整がなぜ良いかについては論じられていない。

本論文はギヤノイズ低減のための理想歯面をいかに大量生産のもとで実現するかについて解析を行い、そのための具体的方法を開発し、それを現実に用いてその効果を検証したものである。本論文のように、大量生産下での実際のギヤノイズ向上対策に対する論文は筆者の諸論^[9]・^[10]のほかに見受けられない。特に、設計上の問題と生産上の問題とに分けて論じているものはない。ギヤノイズ判定法・評価法・計測法等については、鈴木らの論文^[11]に見られるようにギヤノイズの簡易推定法の確立を図っているものがあるが、本論文のように特異回転時音圧相対比較法を論じているものはない。

また、G. W. Blankenship らの論文^[12]では、歯車のかみ合い周波数での定常状態の騒音に関して、官能評価に対応する指標値をコンピュータにより求めている。しかし、この論文の示すところを現実の大量生産される歯車で評価したところ、良い結果を得られなかった。そこで、本研究はサイドバンドのウェイトを用い、官能評価者と指標値との比較テストの結果の差が大きくなる(±2点)状況を改善せんとするものである。

従来工法で、歯車精度・機能・コストに対する最重要の工程として、また、学問上取り扱いにくい再現性のない工程として、シェービング工程と熱処理工程の2工程が挙げられる。『歯車精度』向上に対して Hard Gear Machining 工法による精度向上を論じた技術報告書^[13]はあるものの、この2工程にまたがり総合的に解析したものは皆無と言える。

熱処理工程やシェービングカッタ再研削プロフィール等については幾つかの論文が見られる。特に熱処理については、筆者は熱処理治具の最適構造や歯車の熱処理トレイへのセッティング法について論じている^[14]。熱処理変形の解析としては、岡村らの論文^[15]があるが、実際の歯車でなく歯切りされる前の旋削加工後のリング形状での内・外径の変形に対する有限要素法を用いた解析を行っている。実際の歯車ではインボリュートヘリコイド面の変形が重要であり、また、歯車の歯は1歯面ごとには完全には同じ変形をしないので、ミクロ解析は現実に生産される歯車の精度を推定あるいは評価する上ではあまり有効とは言えない。

シェービングについては、S.R.Rao らは加工条件と精度の関係を扱っている^[16]。また、その他多くの論文で取り扱っているのはシェービングカッタの歯形解析・シェービング加工のシミュレーション等であって、本論文のように、ギヤノイズを良くするためにシェービングで歯車を造り込む際に必要な
シェービングカッタ研削、または量産時のシェービングカッタ再研削
→シェービングトライアル加工→シェービング初品加工→中間加工→最終加工

等の一連の技術とその問題点、改善策、その評価について論じているものはない。
筆者はシェービング精度向上法と熱処理変形低減対策法について論じている^[17]・^[18]。

物のつくりに対する考えとしてはトヨタ生産方式である JIT(Just in Time)やヘンリー・フォードによる大量生産方式等が挙げられる。また、歯車に限らず物のつくりに対する生産管理・コスト管理・品質管理については多くの考え方や論文がある。本論文のように、歯車の生産をシステムとして統合して考察し、その問題点と対策、およびその評価、すなわち、歯車に対する素材投入からユニット出荷までの一貫した工程に対する品質・生産技術を扱ったものは見当たらない。

従来、これらの分野は現場改善レベルまたは QC 活動等と見なされ、機械の性能を実現する歯車精度を妥当な生産コストのもとに製品化するというテーマが、工業的には最も重要な位置にあるにも関わらず、学問的取り扱いがなされず、工学としての体系づくりがなされていなかった。これは、製造現場における技術上、品質上の諸問題に再現性がないことと、機能評価データに対するばらつきが大きく、計器評価よりは官能評価による製品合否の判定がなされることが多いため、学問的評価をすることが困難であったことによるものと考えられる。

本論文は、あえて、この困難に挑戦するものである。

1－4． 本論文の構成

本論文は自動車用手動変速機で特に高速走行用トランスアクスルのファインピッチ・高歯・強ねじれ角歯車を大量生産する時に生じる、『打こん』・『ギヤノイズ』・『歯車精度』の問題をそれぞれ各項目ごとに、

生産工場での発生現状分析→現状の発生機構のモデル化→解析→新技術の提案
→新技術における問題発生機構のモデル化→解析→解析結果の評価
→新技術を実際の生産に採用する際の目標設定→目標に対する成果評価

の順で述べ、最後に上記3種の問題を技術的に解決していく中で、それを支援するシステムとしての『歯車生産システムの統合』を提案し、その成果についての評価を行っている。

まず、第2章で高度に自動化された大量生産工場での“やわい歯”の歯車製造時に最大の問題となる『打こん』対策法に関する研究をとりあつかう。すなわち打こんの定義等について述べ、打こん発生に伴う工場での弊害から発生要因・発生源対策・打こん検知法・

打こん除去法と、発生要因から解析を経て対策までの一連を論じる。

次に第3章において、現在なお多くの工場や市場で問題とされ、いったん発生すると工場は收拾のつかぬ大混乱に、また、市場では顧客を失うこととなりかねない最も解決困難な『ギヤノイズ』を取り扱い、その低減法を提案する。すなわち、序論でギヤノイズの種類と本論文で主として扱うかみ合い1次ギヤノイズについて、特に生産要因によるものについて述べ、第2節と第3節でギヤノイズの発生要因、特に生まれの問題である設計要因と育ちに起因する加工上の要因について解析する。第4節で、ギヤノイズ解析にあたって最も重要な手法である歯当たり解析について、その手法とギヤノイズと歯当たりの関係について述べる。また、第5節でギヤノイズ評価法としての絶対官能評価法と計器評価法をベースにして、量産ラインでの評価法・抜き取り評価法・車載評価法に関する、評価条件・評価法・評価の妥当性等について述べる。また、新たに考案・開発した、音の3要素である音圧・周波数・音色を取り込んだギヤノイズ評価システムについて記す。最後に、具体的なギヤノイズ向上のための解析と対策の事例を2例——“FF 車用トランスアクスル終減速ギヤノイズ改良”・“FF 車用トランスアクスル5速ギヤノイズ改良”——挙げて、

現状分析→目標設定→解析→解析結果の評価→目標に対する成果評価

の順で述べる。

第4章では大量生産歯車の精度向上法に関して、緒言で歯車機能に特に重要な精度項目について述べ、第2節で精度と規格について説明し、第3節では精度と工法との関係とその解析結果を述べる。特に

旋削→歯切り→シェービング→熱処理→研削

の各工程での加工精度について解析する。第4節では、焼き入れ前工程で最終の仕上がり歯面精度を決定するシェービング工程に対する前洗浄・後洗浄の必要性和その精度向上効果について解析する。第5節では、歯車完成精度に対して最も精度悪化の要因となる熱処理(浸炭焼き入れ)工程に対する新工法を考案し(焼き入れ油槽開発)、FC 浸炭^{脚注1}について技術解析を行い、その精度向上効果について述べる。第6節では工法開発・工程改善により得られた歯車精度向上結果についての実測データに基づいた解析を行う。

第5章では『打こん』・『ギヤノイズ』・『歯車精度』の3問題を解決するための手段としての生産システムの統合について述べる。すなわち、第2節では従来型歯車生産の仕組みについて製造・工具・品質管理・生産技術に関する相互関係を述べ、第3節で歯車生産に携わる全業務を統合した新システムであるギヤラボシステムの機能効果について考察

^{脚注1} FC (Fine Carburizing) 浸炭とは、吸熱型の Endothermic Gas (RX Gas) を用いず、Enrich Gas (生ガス、C₄H₄) と炭酸ガス (CO₂) のみを炉内に導き、直接炉内で変成し浸炭雰囲気ガスを作り出す方法である。

している。第4節では歯車の仕上がり精度に最も重要な影響を及ぼすシェービング工程の中で、精度決定の最大要因であるシェービングカッタの再研削システムを考察して、新システムを開発し、その機能と効果を解析する。最後の第5節で、歯車品質に対してその原点ともなる測定機器類の管理システムの仕組みを考察する。

以上の歯車生産上での3大問題である『打こん』・『ギヤノイズ』・『歯車精度』解決を各章で論じたものの総括、およびその生産技術上の統合支援システムの働きについての効果解析を最後に結言としてまとめている。

また、付帯資料として筆者の本研究に関する主たる学術上の発表論文リストと筆者の発明となる特許一覧表を付けている。

さらに、筆者の機械系専門雑誌、新聞等に投稿した本研究に関する技術解説や技術展望論等の一覧表を付ける。

第2章 打こん対策法に関する研究

2-1. 緒言

乗用車変速機用歯車の生産のように、高度に自動化された大量生産工場での“やわい歯”の歯車製造時には、打こん(痕)発生は避けて通れない弊害である。

打こん(ニック)とは、歯車製造時のハンドリング中に、歯車と歯車や歯車と工具やシューターやローダとの衝突により、歯面に発生する打ち傷、すなわち突起物と定義する。これは衝突による一種の塑性変形の結果生じた欠陥である。

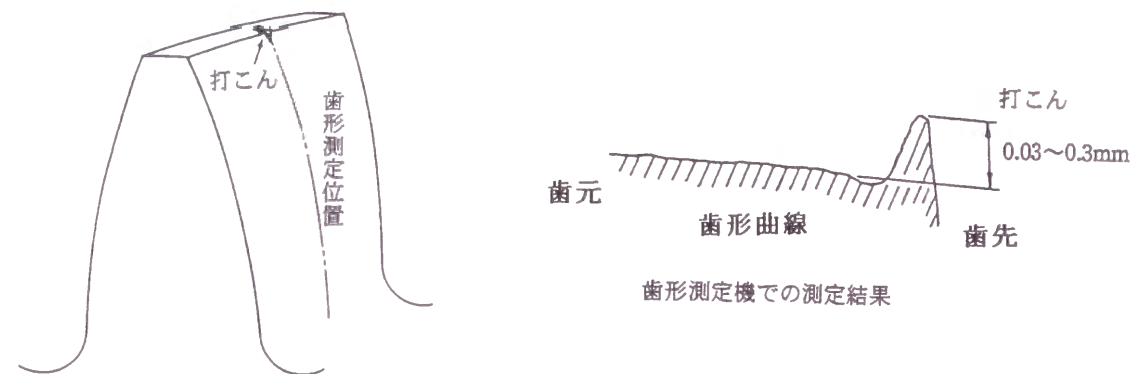


図2-1. 打こん発生箇所とその測定結果

打こんの突起量は歯形測定機または形状測定機により測定することができる。図2-1に打こん形状の測定結果の1例を示す。打こんのできた歯車を変速機として組み立てた後、歯車をかみ合わせ回転させると、この突起により、耳障りな“コトコト”音が発生する。

打こんは“やわい歯”ほど付きやすく、“頑丈な歯”ほど付きにくいのが生産現場で経験されている事実である。

歯車製造ラインの組み方とその歯車固有の“歯のやわさ”と重量・歯数等により打こん発生率の多少が決定されることが多い。

ラインの組み方とは、工程間を『人の手による搬送』とするのか、『ころがりシュータでつなぐ』のか、『1個送り強制1ピッチローダでつなぐ』のか、『アキュームレートスラットコンベアでつなぐ』のかである。工程間搬送法は、コストとの兼ね合いにより決定されることが多い。打こんは歯車と歯車またはその他の物体との衝突により発生するものであるから、その発生率の低い工程間搬送法とは、衝突することがないか、あるいは衝突してもその衝突エネルギーが小さい搬送法である。すなわち、発生率の低い順に工程間搬送法を列举すると、

- ①人の手による1個搬送 → ②強制1個送り1ピッチローダ
→ ③アキュームレートスラットコンベア → ④すべりシュータ
→ ⑤ころがりシュータ

の順である。設備投資は

- ② → ③ → ④ → ⑤ → ①

の順で安くなる。

経験上、打こんの付きやすい歯車の特徴とその要因を挙げると、

- | | |
|------------------------|----------------|
| ①歯数が多いほど打こんが付きやすい | —— 衝突の回数が多い |
| ②重量が大きいほど打こんが付きやすい | —— 衝突エネルギーが大きい |
| ③ねじれ角が大きくなるほど打こんが付きやすい | —— 歯がやわくなる |
| ④トップランドが狭いほど打こんが付きやすい | —— 歯がやわくなる |
- 歯面歯先側に打こんが発生しやすくなる

と言える。

打こんと、ある意味では同じ範疇に入るものに“バリ”がある。“バリ”は、切削・研削加工時に除去されなかった材質が塑性変形して被加工物に残るもので、一般に加工りょう(稜)線の部分に発生し、工具の切れ味や材料の被削性により、その量も変化する。“バリ”と“打こん”とは異なるものであるが、どちらも製造現場における問題である。すなわち、“バリ”、“打こん”とも製造された歯車の運転騒音に対し同様の悪影響を与えるが、加工により発生するのが“バリ”で、衝突により発生するのが“打こん”である。

打こんは歯車を浸炭焼き入れし、硬化した後にも発生することがある。これは衝突による歯のりょう線部の塑性変形や欠けによるかえりの一種である。

2-2. 打こん発生に伴う弊害

前節に述べたように、打こんの付いた歯車をユニットとして組み立てた後軽負荷で駆動すると、歯面に存在する突起物のために必ず打音と称する“コトコト”音が発生する。また、打音発生ユニットを搭載した車両は、その打こんの付いた歯車が駆動される変速域のみならず全速域において、またエンジントルクの大小に関わらず、常時耳障りな“コトコト”音が発生するために、顧客のクレームとして、必ずユニット交換を要求される。この時の客先に対する品質信用の失墜は取り返しのつかないダメージとなる。

車両組み込み前にユニットとしての検査または歯車単品としての検査が行われるが、現実にはこの検査を通過し、車両出荷検査における全車実走行テストまたはテストベンチにおけるローラ走行テストの時点で打音発生ユニットが発見されることが多く、客先にまで出荷されることはまれである。しかし、いずれにせよ、車両搭載後の発見ではユニット1台の交換に約8MH(2人×4時間)を要する甚大なる労務費の損失(1台当たり約20,000円)を被ることとなる。

大量生産工場では、ユニットを一般に全数機能評価を行うので、打音を官能評価で完全にチェックできる。打音発生ユニットは分解し、どの歯に打こんが付いているかを目視の歯当たりによりチェックし、ハンドラップで手修正を行う(図2-2参照)。打音発生ユニットの分解修正→再組みに伴う労務経費と分解に伴う再使用不可部品等のスクラップパ

ーツ費を含めると、1 台当たり 2,000 円の損失となる。この損失費用はユニット製造原価の 5～6%に相当する。また、多発(生産量の 5～10%以上)するとユニット組み立てラインがストップしたり、車両製造ラインがストップする等の多大なる労務費損失が発生する。



図 2-2. ハンドラッピングによる打こんの手修正法

打こん不良品修正が組み立てラインのスピードに間に合わなくなると、加工ラインのスピードを上げて組み立てラインに部品を供給することとなる。この時、二次弊害として加工ラインのスピードアップに伴う加工精度不良や生産管理の問題が多発する。

打音発生歯車そのものは、0.3mm 以下の打こんの場合には図 2-2 に示すようなハンドラップによる手修正によりほとんど良品とすることができるので、歯車そのものがスクラップパーツとなることはない。

工場内でのユニット組み立て後の弊害は、分解修正に伴う労務費、再組み立てに伴う労務費、再組み立てに伴う廃却部品代等の損失コストの発生が挙げられる。

大量生産工場での歯車は、ユニットとして組み込まれる前に、打こん検査のための全数検査を行うが、この検査工程で打こん NG が多発(一般には生産量の 10%以上)すると、ユニット組み立てラインへの供給が間に合わなくなり、打こん修正を行わずに不良歯車が組み立てラインに投入され、ユニット評価もしくは実車評価で打音 NG とされる悪循環を生むことになる。この時、製造現場は收拾のつかぬ大混乱に陥る。すなわち、打こん歯車を絶対にユニット組み立てラインに投入しないためには、歯車加工ラインに対して完全なる発生源対策を施し、完成歯車単品検査工程で打こん NG を最大 5%以下にせねばならない。

2-3. 発生要因解析

打こんは歯面のみならず軸部にも端面にも外径部にも付くが、歯車生産工場で問題とされるのは歯車の歯面打こんである。本論文では歯面打こん——歯車のりょう(稜)線を含むかみ合い面に付く打こん——にのみ限定して論じる。

歯面打こんは、歯車加工工程中において、歯面を創成する歯切り後に発生する。歯切り後、完成品となるまでの乗用車用歯車の生産工程

歯切り(ホブ切り加工またはシェーパー切り加工) → 歯端面取り
→ シェービング → 熱処理(浸炭焼き入れ)

の中において、いずれの工程、およびどの工程間の搬送で打こんが最も多く発生するかを明らかにする必要がある。そこで、実際の生産現場における量産工程において、歯切り(ホブ切り加工)後、歯先に図 2-3 に示すような打こんの付いた歯車をシェービング加工し、同一歯面を測定するテストを実施した。その結果、シェービングにより歯切り後の歯先打こんが完全に除去されるのが確認された。また、この歯車を熱処理した後も、シェービングで除去された打こんが盛り上がることはなかった。すなわち、組み立て工程に弊害を及ぼすのはシェービング後の打こんに限定されることが実証された。

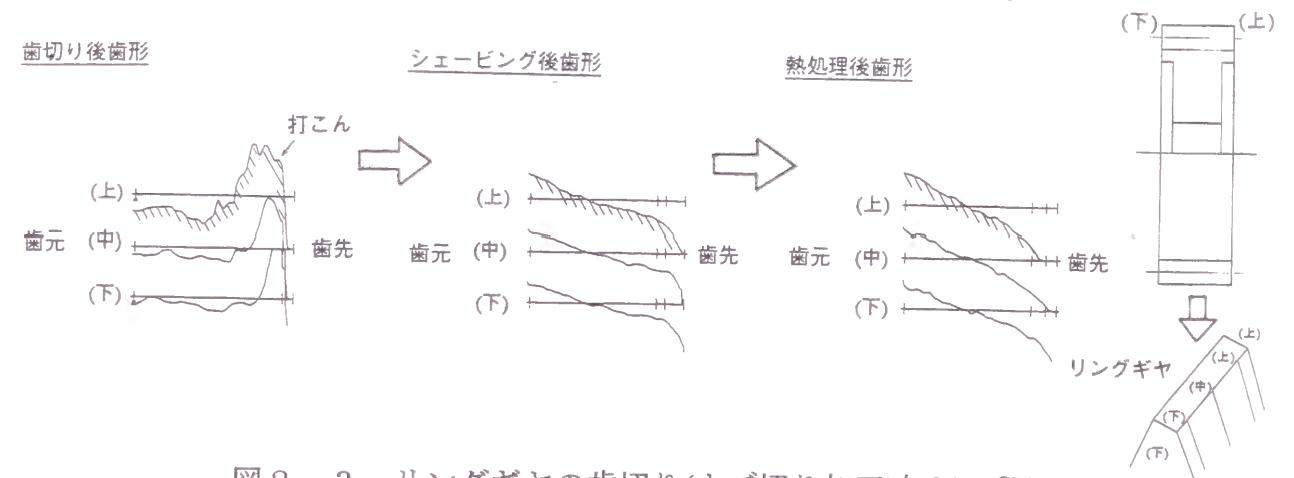


図 2-3. リングギヤの歯切り(ホブ切り加工)加工工程に発生した打こんとその後工程経過

打こん不良として分解されたユニットの歯車を調査すると、歯面の中央部に打こんが発生することは皆無である。打こんは、必ず歯先部・歯端面部にのみ発生する。すなわち、このことは、打こんが歯面のかみ合いにより発生するのではなく、衝突により発生することを裏付けている。小ロット(N=100)加工テストで、歯車を加工機に手付けをして加工を行うと、ワークを落下させない限り打こんは発生しなかった。このことから打こん発生は、加工工程間における歯車の衝突により歯面に発生する塑性変形であることがかなり確実であると考えられる。特に打こんを発生しやすいリングギヤの大量生産組み立てテストにより、打音発生歯車(総数 N=95)の打こん発生箇所を調査し、その発生頻度を解析すると、図 2-4 に示すように

- ①鋭角側歯先先端部 → ②シュータ上でのワークころがり側右歯面歯先部
→ ③鋭角側歯端面部 → ④鈍角側歯先端部 → ⑤左歯面端面部
→ ⑥鈍角側歯端面部

の順で発生することが認められた。すなわち、衝突時に受ける衝撃により、より“やわい”歯の箇所ほど塑性変形する率が高くなることが明らかになった。

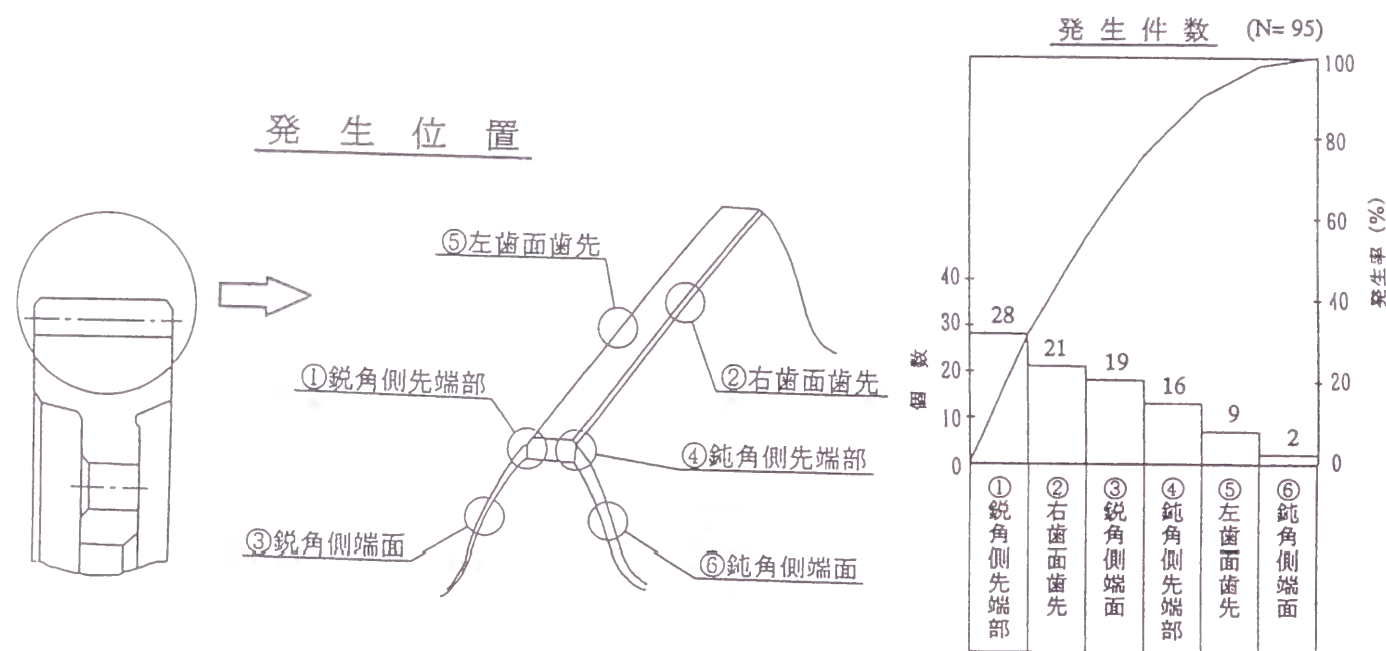


図 2-4. 量産テストにおける打こん発生箇所解析結果

以上、打こんの発生要因を調査解析した結果は以下のようにまとめることができる。

- ①打こんは、他の物体との衝突により発生する歯の塑性変形である。
- ②打こんは、歯車加工工程としてはシェービング後の搬送・ローディング等によって発生する。
- ③歯面として、より“やわい”箇所ほど打こんが発生しやすい。

したがって、衝突エネルギーを小さくし、歯面をより“頑丈”にすれば打こんは少なくなるという、基本的対策を得る。

衝突エネルギーを小さくするには歯車とぶつかる物体を弾性体または軟質金属にすれば良いが、これではその物体の摩耗が激しく、生産設備を長期間安定して稼働させることはできず、設備部品の交換頻度を高くとらねばならなくなるという問題を生じる。

2-4. 発生源対策

シェービング加工後に被加工歯車をその他の物体と衝突させなければ打こんは発生しない。これは、前節に記したように、手付け加工による小ロットテスト加工(N=100)で実証された。

しかしながら、大量生産工場において、歯車を衝突させない設備ラインを設けることは不可能に近い。すなわち、現実的には、衝突のエネルギーを小さくする搬送法やローディング対策を行うか、衝突が発生しても歯面に打こんが発生させないようにするかの二つの対策方法しかない。前者が搬送法による対策で、後者が面取りによる対策である。

2-4-1. 搬送法対策

先に、ワークの衝突を絶対に起こさないことは不可能であると述べたが、衝突の起こる確率を下げ、また、衝突を起こしても打こんが発生しないような衝突であるようにすれば良い、すなわち、衝突による衝撃力を小さくすれば良いのである。このためには、熱処理前加工工程の工程間搬送をできるだけ少なく、かつ搬送距離を短くすることが必要である。

このことを実現するため、歯切りから浸炭焼き入れまでの間に入れる工程を、絶対不可欠な歯端面取りとシェービングの2工程のみに限定することを試みる。

搬送法として理想的なのは、1マシン1工程で人が被加工歯車1個ごとに機械に付け、加工終了後の歯車の払い出しを1個だけストックへ自動で落とし、歯車同士の衝突が起こり得ないようにする方法である。もし、省人化の問題や労働者の定着の問題もあってこの方式が採用し難いのなら、機械間を搬送コンベアでつなぐことが有効である。絶対にころがりシュート方式を採用せずに、横置きのアキュームレート式スラットコンベア方式か、1ピッチ送りコンベア方式を導入すべきである。

シェービング加工された歯車は次に浸炭焼き入れされる。浸炭焼き入れは炉の関係より、どうしてもロット処理しなくてはならない。

重要なことは、シェービング後のワークを炉に搬送する方法である。搬送は無造作に行うのではなく、串刺し式にワークを重ねていくか、バスケットに入れるか、トレイバーにつり下げて行う必要がある。

熱処理炉とシェービング盤との間は、工場レイアウト上、一般に相当離れているので、下記のいずれかの方法で搬送される。

- ①人が台車で運ぶ
- ②ロボットトレイにより自動搬送する
- ③モートルにより搬送する

この搬送の時と、ワークを熱処理治具へセットする時に歯面を衝突させて打こんを発生させるのである。

2-4-2. 面取り対策

打こんはワークとワーク、ワークと工具・ローダ・シュータとの衝突による歯面とりょう(稜)に発生する凸状の盛り上がりである。逆に、搬送法にいかに関しても衝突を皆無にすることは困難である。歯車が衝突を起こした場合、歯面に発生する打こんの状況には、面取りの状態が影響する。すなわち、面取りによって歯車が持つシャープエッジを、どの程度鈍化させ得るかが、エッジの衝突による塑性変形の結果としての打こん発生を低下させるはずである。

歯車に対する面取りは、一般に3工程に分けて行われる。すなわち、

- ①外径旋削工程での外径端面取り

②歯切り工程でのセミトッピング^{脚注1}

③歯端面取り

である。上記3工程により、つくり出される面取り形状を図2-5に模式的に示す。

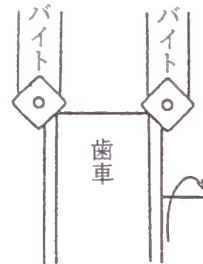
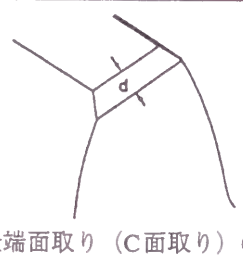
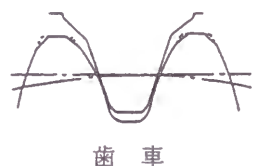

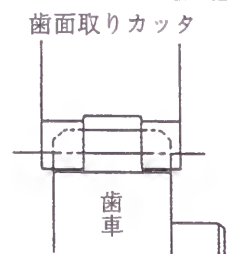
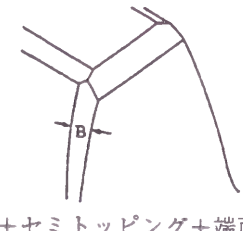
工程	加工法	面取り合形状 (歯車完成時)
旋削 (外径端面取りの形成)		 外径端面取り (C面取り) のみ
歯切り (セミトッピングの形成)	セミトッピングホブ・ セミトッピングピニオンカッタ 	 C面取り+セミトッピング
歯面取り (端面面取りの形成)	歯面取りカッタ 	 C面取り+セミトッピング+端面面取り

図2-5. 面取り発生工程解析結果

図2-6の各面取り工程に示すように、すべての面取りが行われていない時の鋭角は点P₀一つであるが、セミトッピングAと端面面取りBを与えると、角(かど)はP₁、P_{1'}、P_{1''}と増す。このうちで打こん発生に大きな関係を持つのは鋭角点P₁のみである(図2-6(a)参照)。これにわずかのセミトッピングによる歯先りょう(稜)の面取りdが与えられると点P₁は変化しないが点P_{1'}、点P_{1''}は点P_{1'}、点P_{1''}になり、点P_{1'''}が新たに発生する。しかし点P₁以外は鈍角のため、打こん発生には関係ない(図2-6(b)参照)。dが大きくなると鋭角点が1箇所(点P₁)から2箇所(点P₂、点P₃)に増える(図2-6(c)参照)。すなわち、打こん発生率は確率的に倍増することになる。すなわち、外径端面取りのサイズdが大きくなればなるほどセミトッピングAと歯端面取りBの打こん防止効果が小さくなる。

本来ならば、外径端面取りは旋削工程で行わない方が鋭角は点P₀の1点しか存在しな

^{脚注1} 歯車のインボリュート歯形部分の外周加工を伴わない、歯切り工具による歯先面取り加工。

いので、良いはずである。しかし、この面取りは外径上のバリを防止するために行わざるを得ない。したがって、鋭角点を常に1箇所とするには、外径端面取り量dは、図2-6の左図に示すように、d、(A+B)、(A+B)で直角二等辺三角形が構成される点を限界として、下記の不等式を満足せねばならない。

$$d < \sqrt{2} \cdot (A+B) \cdots \cdots (2-1)$$

但し、 A: セミトッピング量

B: 歯端面取り量

上式より、外径端面取り量の限界を設定する。

(a) C面取りなし

(b) C面取り小

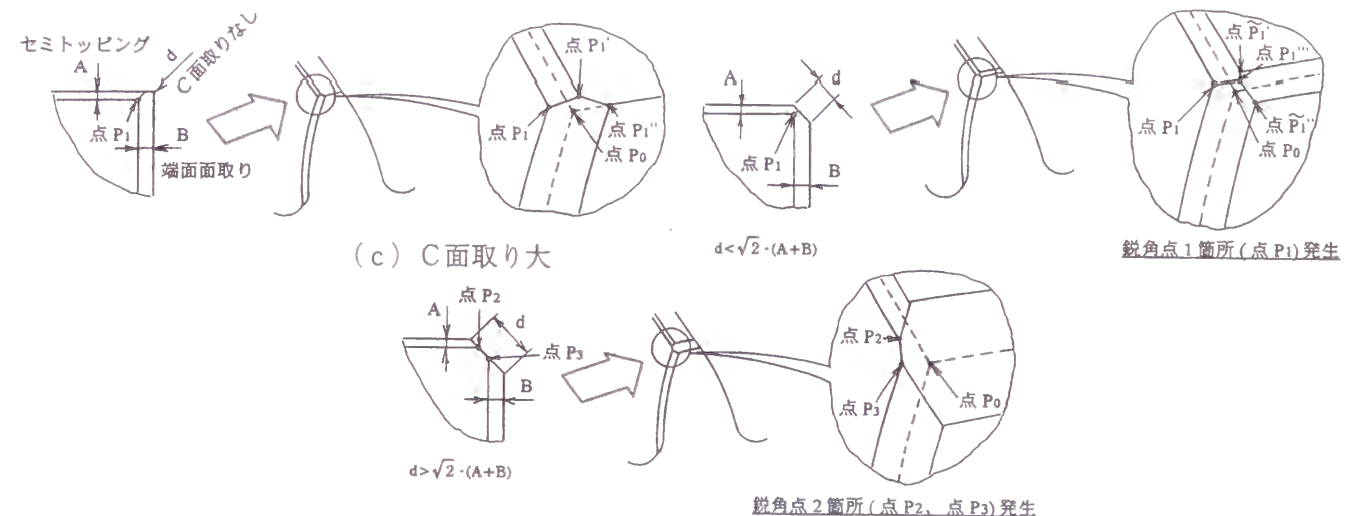


図2-6. 打こん防止に対する各面取り量の関係解析結果

セミトッピングは図2-5に示したように、歯切り工具の歯元フィレット部形状を調節することにより、ホブ切り時またはシェーパー切り時に同時に行われる。すなわち、ホブ切りの場合、図2-7に示すようにホブカッタに面取り刃を付ける。この面取り量は、ワーク外径公差・ワーク歯厚公差・工具製作公差や加工機への被加工歯車の取り付け同心度により、大きく異なる。ホブ切り加工によるセミトッピング量やトップランド量のばらつきのシミュレーション計算は、幾何学的考察により可能である。

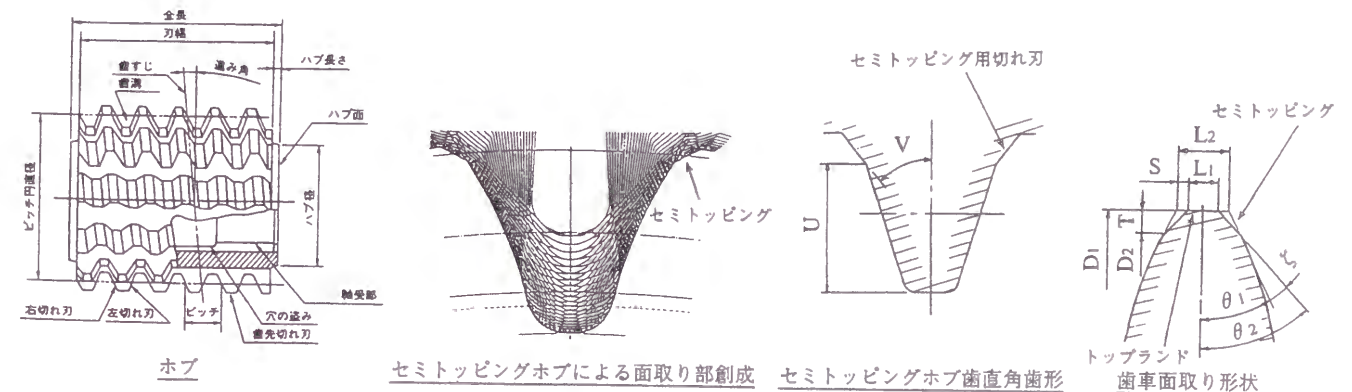


図2-7. 歯切り工具(ホブカッタ)の面取り刃とその諸元

今、表 2-1 に示す諸元の歯車を、表 2-2 に示すホブによって加工するときの面取り形状を考える。

セミトッピングホブによって歯車を加工するとき、歯車の面取り開始径はホブの面取り刃位置に依存し、歯車の面取り量は面取り開始径と外径によって決まる。

セミトッピングホブは主切れ刃と面取り刃の 2 つのラックが合成されたものと考えられる。歯車の面取り開始径は 2 つのラックによるそれぞれのインボリュート曲線の接点として与えられる。

面取り開始径を厳密に求めることは容易ではないが、主切れ刃、および面取り刃による被加工歯車の任意の径での歯厚はそれぞれ厳密に求めることができる。この 2 つの数値が一致するよう数値計算により試行錯誤することで、面取り発生径を求めることができる。

表 2-1. 面取り形状シミュレーション対象歯車諸元

諸 元	記号	図面規格値	諸 元	記号	図面規格値
モ ジ ュ ー ル	m_n	2.20	外 径	D_1	$115.500 \pm 0.100 \text{mm}$
歯 直 角 圧 力 角	α_n	14.5°	面 取 り 発 生 径	D_2	$(114.900) \text{mm}$
歯 数	N_g	43	歯切り時オーバボール径	D_{ipH}	$118.394 \pm 0.025 \text{mm}$
ね じ れ 角	Ψ_g	30°	仕上げ時オーバボール径	D_{ips}	$118.200 \pm 0.020 \text{mm}$
基 礎 円 直 径	D_{bg}	104.667mm	測 定 ボ ー ル 径	d_p	4.5mm

表 2-2. 面取り形状シミュレーション対象ホブ諸元

諸 元	記号	図面規格値
歯厚(歯直角)	T_{nc}	3.597mm
歯末の丈	A_c	3.304mm
基準圧力角(歯直角)	α_{nH}	14.5°
面取り開始点の丈	U	$5.128^{+0.18}_{-0.03} \text{mm}$
面取り部の圧力角(歯直角)	V	$48^\circ 52' \pm 1^\circ$

一般に、ホブの歯直角モジュール m_{nH} 、ねじれ角 Ψ_{gH} の間には次の関係式がある。

$$m_{nH} = \frac{m_n \cdot \cos \alpha_n}{\cos \alpha_{nH}} \quad \dots\dots\dots (2-2)$$

$$\Psi_{gH} = \sin^{-1} \left(\frac{\sin \Psi_g \cdot \cos \alpha_n}{\cos \alpha_{nH}} \right) \quad \dots\dots\dots (2-3)$$

通常は、 $\alpha_{nH} = \alpha_n$ のため、

$$m_{nH} = m_n$$

$$\Psi_{gH} = \Psi_g$$

である。

ホブの軸直角圧力角 α_{tH} はねじれ角 Ψ_{gH} を用いて次のように表される。

$$\alpha_{tH} = \tan^{-1} \left(\frac{\tan \alpha_{nH}}{\cos \Psi_{gH}} \right) \quad \dots\dots\dots (2-4)$$

歯車のピッチ円径 D_{gH} は次のようになる。

$$D_{gH} = \frac{m_{nH} \cdot N_g}{\cos \Psi_{gH}} \quad \dots\dots\dots (2-5)$$

仕上げ時のオーバボール中心径における圧力角 α_{rs} は、対象歯車が奇数歯の時、

$$\alpha_{rs} = \cos^{-1} \left(\frac{D_{bg} \cdot \cos(90^\circ/N_g)}{D_{ips} - d_p} \right) \quad \dots\dots\dots (2-6)$$

偶数歯の時、

$$\alpha_{rs} = \cos^{-1} \left(\frac{D_{bg}}{D_{ips} - d_p} \right) \quad \dots\dots\dots (2-7)$$

となる。基礎円上の円弧歯厚に対応する半角 Θ_{gs} は α_{rs} を用いて

$$\Theta_{gs} = \text{Inv } \alpha_{rs} + \frac{d_p}{D_{bg}} \quad \dots\dots\dots (2-8)$$

と表すことができる。また、仕上げ時のピッチ円上歯直角歯厚 T_{ngs} は

$$T_{ngs} = m_{nH} \cdot H_g \cdot (\Theta_{gs} - \text{Inv } \alpha_{tH}) \quad \dots\dots\dots (2-9)$$

と表される。仕上げ時と同様に、歯切り時のオーバボール中心径における軸直角圧力角 α_{rH} 、基礎円上円弧歯厚に対応する半角 Θ_{gH} 、ピッチ円上歯直角歯厚 T_{ngH} はそれぞれ次のように表すことができる。

$$\alpha_{rH} = \cos^{-1} \left(\frac{D_{bg} \cdot \cos(90^\circ/N_g)}{D_{ipH} - d_p} \right) \quad \dots\dots\dots (2-10)$$

$$\Theta_{gH} = \text{Inv } \alpha_{rH} + \frac{d_p}{D_{bg}} \quad \dots\dots\dots (2-11)$$

$$T_{ngH} = m_{nH} \cdot H_g \cdot (\Theta_{gH} - \text{Inv } \alpha_{tH}) \quad \dots\dots\dots (2-12)$$

歯切り時のピッチ円上歯直角歯隙 S_{nc} は次のように求められる。

$$S_{nc} = m_{nH} \cdot \pi - T_{nc} \dots\dots\dots (2-13)$$

歯車の歯元の丈 Add は次のようになる。

$$Add = Ac - \frac{T_{ngH} - S_{nc}}{2 \cdot \tan \alpha_{nH}} \dots\dots\dots (2-14)$$

ホブ面取り刃の軸直角圧力角 α_{st} は次のように表される。

$$\alpha_{st} = \tan^{-1} \left[\frac{\tan V}{\cos \Psi_{gH}} \right] \dots\dots\dots (2-15)$$

面取り刃が創成するインボリュート曲線のピッチ円上での仮想歯厚と主切れ刃による実際の歯厚との差(片歯面分) ΔT_n は次のように求められる。

$$\Delta T_n = (U - Add) \cdot (\tan V - \tan \alpha_{nH}) \dots\dots\dots (2-16)$$

この ΔT_n を用い、 α を次のように定義する。

$$\alpha = \frac{2 \cdot \Delta T_n + T_{ngH} - T_{ngS}}{m_n \cdot N_g} \dots\dots\dots (2-17)$$

α を用い、 J を次のように定義する。

$$J = \text{Inv } \alpha_{st} - \text{Inv } \alpha_{tH} + \alpha \dots\dots\dots (2-18)$$

面取り刃により創成されるインボリュート曲線の基礎円径 D_{bs} を求める。

$$D_{bs} = D_{gH} \cdot \cos \alpha_{st} \dots\dots\dots (2-19)$$

面取り発生径 D_2 を任意の値に仮定し、 α_F 、 α_{FS} を次のように定義する。

$$\alpha_F = \cos^{-1} \left(\frac{D_{bg}}{D_2} \right) \dots\dots\dots (2-20)$$

$$\alpha_{FS} = \cos^{-1} \left(\frac{D_{bs}}{D_2} \right) \dots\dots\dots (2-21)$$

α_F 、 α_{FS} を用いて H を次のように定義する。

$$H = \text{Inv } \alpha_{FS} - \text{Inv } \alpha_F \dots\dots\dots (2-22)$$

前述の考え方のもとに、式(2-18)の J と式(2-22)の H が十分に(小数点

以下第4位まで)等しくなるようにルーチン計算を行うことにより、面取り発生径 D_2 を求めることができる。

この D_2 を用いて、直径方向の面取り量 T は次のように求められる。

$$T = \frac{D_1 - D_2}{2} \dots\dots\dots (2-23)$$

トップランド L_1 は次のように求められる。

$$\Theta_s = \frac{T_{ngH} + 2 \cdot \Delta T_n}{m_n \cdot N_g} + \text{Inv } \alpha_{st} \dots\dots\dots (2-24)$$

$$\alpha_{ogs} = \cos^{-1} \left(\frac{D_{bs}}{D_1} \right) \dots\dots\dots (2-25)$$

$$\Psi_{og} = \tan^{-1} \left(\tan \Psi_g \cdot \frac{D_1}{m_n \cdot N_g} \right) \dots\dots\dots (2-26)$$

$$L_1 = D_1 (\Theta_s - \text{Inv } \alpha_{ogs}) \cdot \cos \Psi_{og} \dots\dots\dots (2-27)$$

主切れ刃によるインボリュート曲線と外径がなす仮想トップランド L_2 は次のように求められる。

$$\alpha_o = \cos^{-1} \left(\frac{D_1}{D_{bs}} \right) \dots\dots\dots (2-28)$$

$$T_{og} = D_1 (\Theta_{gs} - \text{Inv } \alpha_o) \dots\dots\dots (2-29)$$

$$L_2 = T_{og} \cdot \cos \Psi_{og} \dots\dots\dots (2-30)$$

L_1 、 L_2 を用い、円周方向の面取り量 S が求められる。

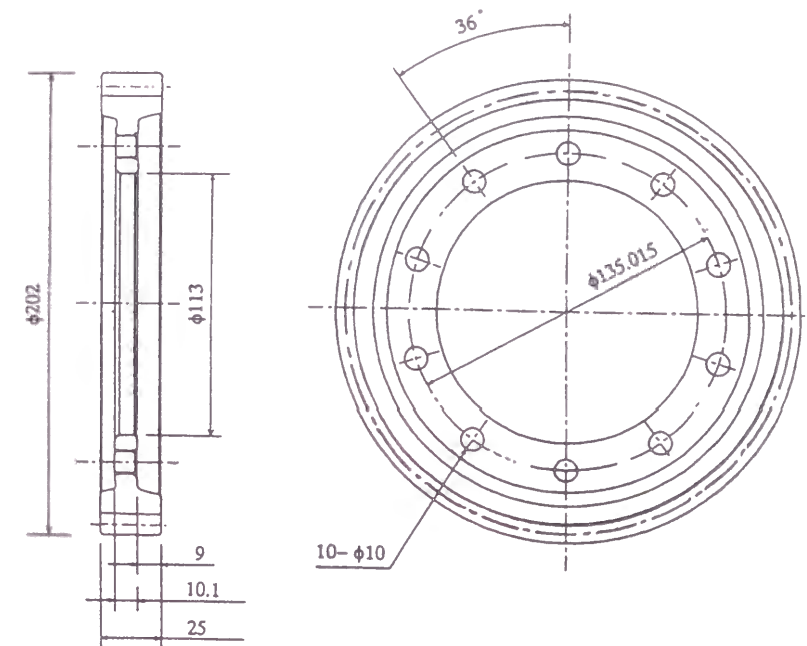
$$S = \frac{L_2 - L_1}{2} \dots\dots\dots (2-31)$$

検討結果を表2-3に示す。表中のホブおよび歯の形状を表す記号は図2-7にしたがっている。表2-3から、ワーク外径公差、ワーク歯厚公差、およびホブの面取り刃位置公差によりトップランドの量は大きくばらつくことが認められる。このことが、セミトップピングが最も打こん発生に影響を与えると同時にその量を管理するのが困難な理由である。

トップランドを一定化するには歯切り工具をトップピングホブまたはトップピングピニオンカッタにして、歯先面取り部から歯車の外周まで同時に削るようにするしかない。しかし、工具製作上コストアップとなり、また、外周まで加工するために工具寿命が低下することにより加工原単位が増加するという、工業的には大きな問題が出てくる。そのため、極小モジュールの歯車でない限り、一般にトップピング歯切り工具は使用されていない。

表 2-3. ホブ切りによるセミトッピング量のワーク寸法公差と
工具諸元製作公差によるシミュレーション結果

外径 D1	オーバボール径		面取り刃位置		発生径 (mm) D2	面取り量(mm)		トップランド(mm)		圧力角(°)		
	歯切り	仕上げ	U	V		S	T	L1	L2	θ_1	θ_2	ζ
max.	max.	min.	max.	min.	114.958	0.280	0.321	329	1.889	25° 24'	52° 16'	26° 52'
	min.	max.	min.	max.	114.694	0.437	0.453	1.032	1.906	25° 07'	53° 54'	28° 47'
	max.	max.	max.	min.	114.936	0.289	0.332	1.329	1.906	25° 23'	52° 15'	26° 52'
	min.	min.	min.	max.	114.712	0.429	0.444	1.032	1.889	25° 08'	53° 55'	28° 47'
mean	max.	min.	max.	min.	114.958	0.237	0.271	1.463	1.936	25° 24'	52° 16'	26° 52'
	min.	max.	min.	max.	114.694	0.390	0.403	1.175	1.954	25° 07'	53° 54'	28° 47'
	max.	max.	max.	min.	114.936	0.246	0.282	1.463	1.954	25° 23'	52° 15'	26° 52'
	min.	min.	min.	max.	114.712	0.381	0.394	1.175	1.936	25° 08'	53° 55'	28° 47'
min	max.	min.	max.	min.	114.958	0.192	0.221	598	1.982	25° 24'	52° 16'	26° 52'
	min.	max.	min.	max.	114.694	0.341	0.353	1.320	2.001	25° 07'	53° 54'	28° 47'
	max.	max.	max.	min.	114.936	0.202	0.232	598	2.001	25° 23'	52° 15'	26° 52'
	min.	min.	min.	max.	114.712	0.331	0.344	1.320	1.982	25° 08'	53° 55'	28° 47'
(ばらつき幅)					0.264	0.245	0.232	0.566	0.112	0° 17'	1° 40'	1° 55'



歯車諸元 (リングギヤ)	
モジュール	2.327
歯車角圧力角	18°
歯数	71
ねじれ角	33° RH
外径	202.0mm
歯底径	187.9mm

図 2-8. リングギヤ

旋削加工による端面取り寸法、外径寸法、歯幅寸法は、それぞれ旋削加工条件を低送り速度・2度加工に変更することにより対処し、また、歯車諸元に関わる寸法の管理に対しては、歯切り時のオーバボール径(Dip_H)の公差を

$$Dip_H^{\pm 0.05} \longrightarrow Dip_H^{\pm 0.03}$$

に、シェービング時オーバボール径(Dip_S)の公差を

$$Dip_S^{\pm 0.035} \longrightarrow Dip_S^{\pm 0.025}$$

に変更した。この歯切り加工時の寸法公差変更に対しては、歯切り加工条件を低送り速度にし、また、治具を高剛性化することにより対処した。

この面取り量管理を行う前2ヶ月間(およそ 80,000 個)と、面取り量管理を行った後1ヶ月間(およそ 40,000 個)の打こん発生状況を量産ラインにおいて比較テストした。結果は表 2-4 に示す通りである。

表 2-4. 面取り量管理を行う前後の打こん発生率の比較

	管理実施前	管理実施後
打こん発生率	5%	2%

歯切りやシェービングの歯厚公差は機械の定寸精度によるものである。

以上のことを総合すると、面取り量の一定化を図るには、歯切り機械の定寸精度や工具製作精度や加工寸法管理にまで十分の精度管理をする必要があると結論される。

2-4-3. 面取り管理による打こん発生率比較テスト結果

前節までの検討結果を実験的に確認するため、打こん発生率の高いリングギヤ(図 2-8 参照)を例にとり、旋削加工時における外径端面取り量(C)の公差を

$$C^{\pm 0.3} \longrightarrow C^{\pm 0.1}$$

に、外径寸法(D1)の公差を

$$D1^{\pm 0.1} \longrightarrow D1^{\pm 0.05}$$

に、歯端面取り量のばらつきを抑えるために、歯幅(W)の公差を

$$W^{\pm 0.2} \longrightarrow W^{\pm 0.1}$$

に変更し、また、ホブ製作公差を JIS 2 級から 1 級上げた。

2-5. 打こん検知法とその開発

歯車の打こん検知に対する全数検査法には官能評価法と計器評価法とがある。また、その評価対象物を歯車単体とする場合とユニットとする場合とがある。

本研究では官能評価法としての歯車単体評価とユニット評価を、また、計器評価法のうちの歯車単体評価法としては1歯面かみ合い評価法と2歯面かみ合い評価法を、また、ユニット評価法としては周波数分析を用いた時間軸波形解析法を取り上げ、それを大量生産ラインに用いる場合について、これらの優劣を技術面とコスト面で比較検証した。また、問題点を解決するため新たに2歯面かみ合い試験装置を開発し、

既存技術の問題の解析→新技術の提案→新技術における問題発生機構のモデル化
→解析→解析結果の評価→新技術を実際の生産に採用する際の目標設定
→目標に対する成果評価

の順で論じる。

2-5-1. 官能検知法

(1) ギヤスピーダによる歯車単体官能検知法

本方式は 1 組の歯車対を設計値の中心距離に正規のバックラッシュをもってセットし、1,000~2,000rpm で正逆回転させながら図 2-9 に示すように耳でギャノイズや打音を聴き、目で歯当たりやその打こんの位置を確認する 1 歯面かみ合い方式の試験である。

この方式の欠点は下記の 4 項目である。

- ①オペレータに熟練が必要
- ②防音室が必要
- ③省人化が不可能
- ④官能検査のため、人による判定のばらつきが発生

これらの欠点のため、常にロット管理とならざるを得ず、インライン全数検査システムには不向きである。

また、この検査で、打こんに起因する異常なギヤノイズと判定された場合においても、この検査法は打こんの発生箇所を検知する機能も修理機能も持たないために、人が1歯ごとに歯当たりを目視で検査し、打こん(ニック)を見つけて、図2-2に示したようにハンドラップによる手修正を行い、再度ギヤスピードにかけてギヤ音の確認を行わねばならない。

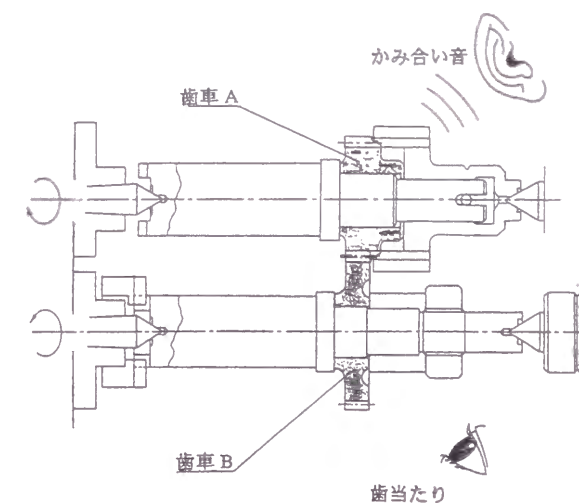


図 2-9. ギヤスピーダによる歯車単品に対する打こん官能評価法

(2) ユニット官能評価法

これは、防音室内に設置したユニットを防音室外のモータにより無負荷またはブレーキモータによって $1\text{kgf}\cdot\text{m}$ ($9.81\text{N}\cdot\text{m}$) 弱の軽トルクを与えながら駆動し、各段ごとにギヤ音を聴きながら、打音を聴き分ける方法である。

これもギヤスピーダと同じ欠点をかかえている。しかし、ユニット評価としてはコストのかからない方式である。熟練者であれば必ず(99.99%以上の正確さで)打音の有無とどの歯車に付いているかを判定でき、ユニットを正しく評価できる。このことは、過去10年間にもわたる市場評価結果から実証されている。

2-5-2. 歯車単品かみ合い検知法(1 歯面かみ合いテスト)

歯車単品のかみ合い検査法としてのギヤスピーダ法は、前述のような欠点を持っている。そこで、この欠点を除去する目的で、人間に依存する官能評価を計器評価に置き換え、評価結果の客観性を高めた方式が開発されている。

一つはかみ合い試験中の歯車の回転変動の加速度を測定し、円周方向振動加速度の波形の異常ピークを打こんとして検知する方式である。

もう一つの方式は、打こんによる振動をとらえる方法であるが、どの歯に打こんがあるかは、その振動エネルギーが小さいので何回もの測定信号を同期重畳することにより打こん信号を引き出すものである。

この方式の打こん検知原理を、互いにかみ合う A 歯車(歯数 $Z_1=24$)、B 歯車(歯数 $Z_2=35$)の例を用いて説明すると、次の通りである。例えば、A 歯車に打こんがあり、それが測定開始の歯(A1 歯)に付いているとし、A 歯車の回転速度を 0.1rpm とすると、B 歯車の回転速度は

$$0.1 \times \frac{35}{24} = 0.146(\text{rpm}) \dots\dots\dots (2-32)$$

となる。

すなわち、A 歯車は 1 回転に 600 秒を要するが、B 歯車は 1 回転に

$$600 \times \frac{35}{24} = 875(\text{秒}) \cdots \cdots (2-33)$$

を要することになり、B 歯車が 1 回転するまでに A 歯車が 1 回転以上(1.458 回転)回転し、A1 歯の打こん信号がくる。

図 2-10 に示すように、A、B おおのこの加速度信号を 1 回転を周期として重畳していくと、A 歯車の回転数が増加するたびに A1 歯での打こん信号が増加するが、B 歯車に対しては、A 歯車の 1 回転めで B25 歯、2 回転めで B14 歯、3 回転めで B3 歯と B27 歯と、毎回打こん信号が出る歯が変わる。

すなわち、十分長い回転後の重畳信号は、A 歯車においては打こんの付いている歯の位置でピークを示すのに対し、B 歯車においてはすべての歯における信号振幅は似たような高さになる。すなわち、A 歯車の A1 歯に打こんが付いていることが、歯の位置に対応する加速度信号の量を判定することにより検出できる。

2-5-3. 歯車単品計器検知法(2 歯面かみ合いテスト)の解析とその開発

前節に述べた歯車の円周方向振動加速度を計測する方法は、加速度ピックアップを被測定歯車、あるいはそのごく近傍の極慣性能率の小さい部分に取り付けねばならず、

- ① 加速度ピックアップ設定の難しさ
- ② 生産ライン中でのラフユーズ時における加速度ピックアップ・結線等の信頼性

の点で、生産現場への導入技術としては難点が多い。一対の歯車のかみ合い異常を見つける最も能率的で、ラフユーズに耐える方法に、2 歯面かみ合い試験があるが、従来、その試験結果の出力が定量的に用いられることはほとんどなかった。しかし、この出力は自動計測・自動処理が可能であり、大量生産現場でも使用可能な歯車単品精度検査法として、発展させることのできる可能性を持っている。本章の研究では、このようなシステムの開発・構築を行い、その能力の評価を行う。

< 例 > 互いにかみ合う A 歯車(歯数 $Z_1=24$)、B 歯車($Z_2=35$)のうち A 歯車に打こんがあり、その打こんは測定開始の A1 歯に付いているとする。

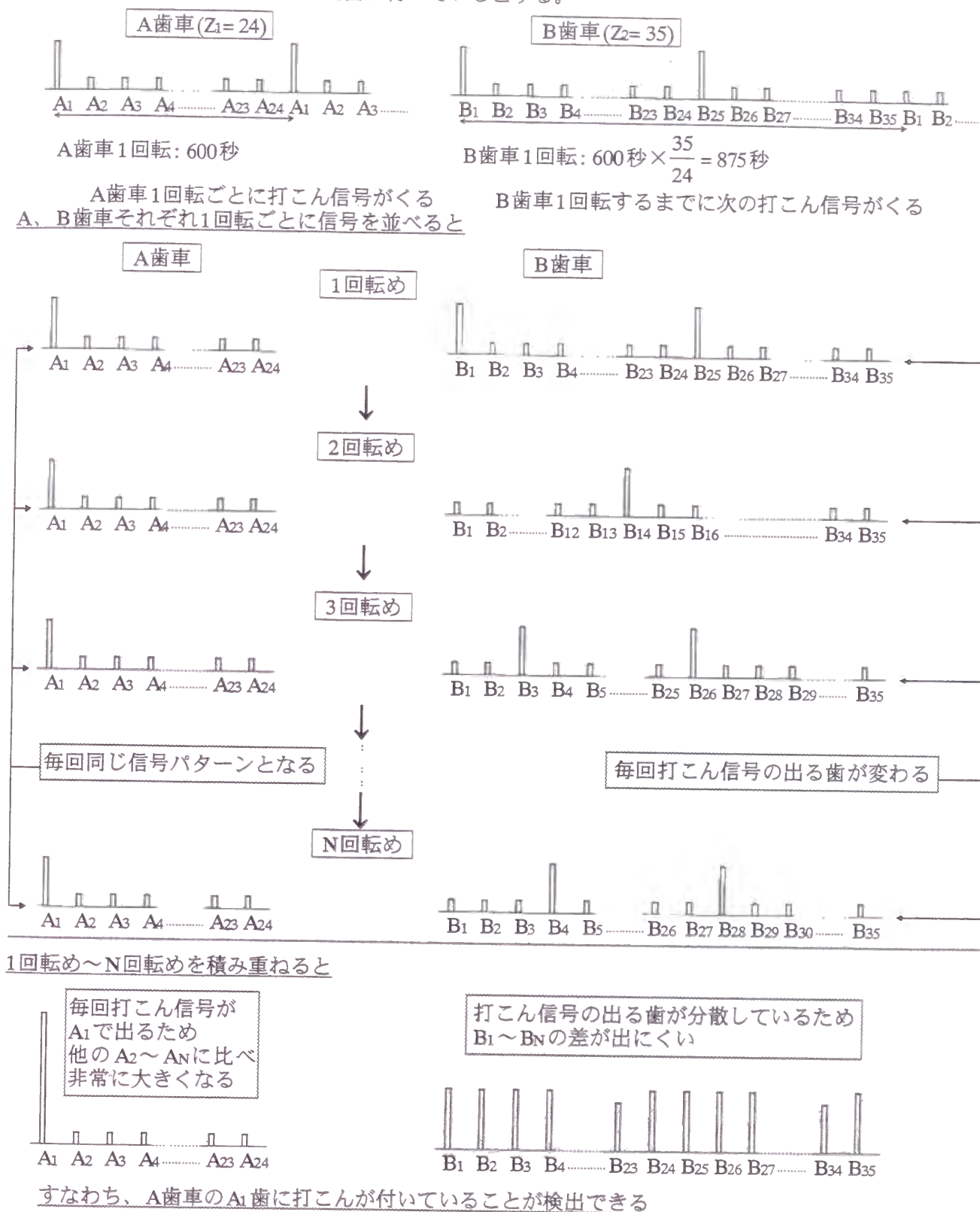


図 2-10. 振動エネルギーによる打こん検知原理

(1) 2 歯面かみ合い装置の測定原理

2 歯面かみ合い装置は、歯面研削加工を施した JIS-M1 級の精度(但し、歯溝の振れは JIS-M00 級)のマスタギヤと被測定歯車をバックラッシェゼロでかみ合わせ、その中心距離の回転角に対する変動量を解析するものである。一般に、2 歯面かみ合い装置によるかみ合い誤差、すなわち中心距離の変動は、図 2-11 のような形で得られるが、これをローパスフィルタにかけて得られる“A”の量が歯溝の振れ(インボリュート曲線の基礎円の偏心)となる。正規の中心距離を原点とし、そこから“A”の中心線までの量“C”が、歯厚の正規量からのずれの平均値を中心距離変動量に換算した値となる。また、中心距離変動の出力をハイパスフィルタにかけて得られる“B”の量を、1 ピッチかみ合い誤差とし、打こんの判定量に使用する。

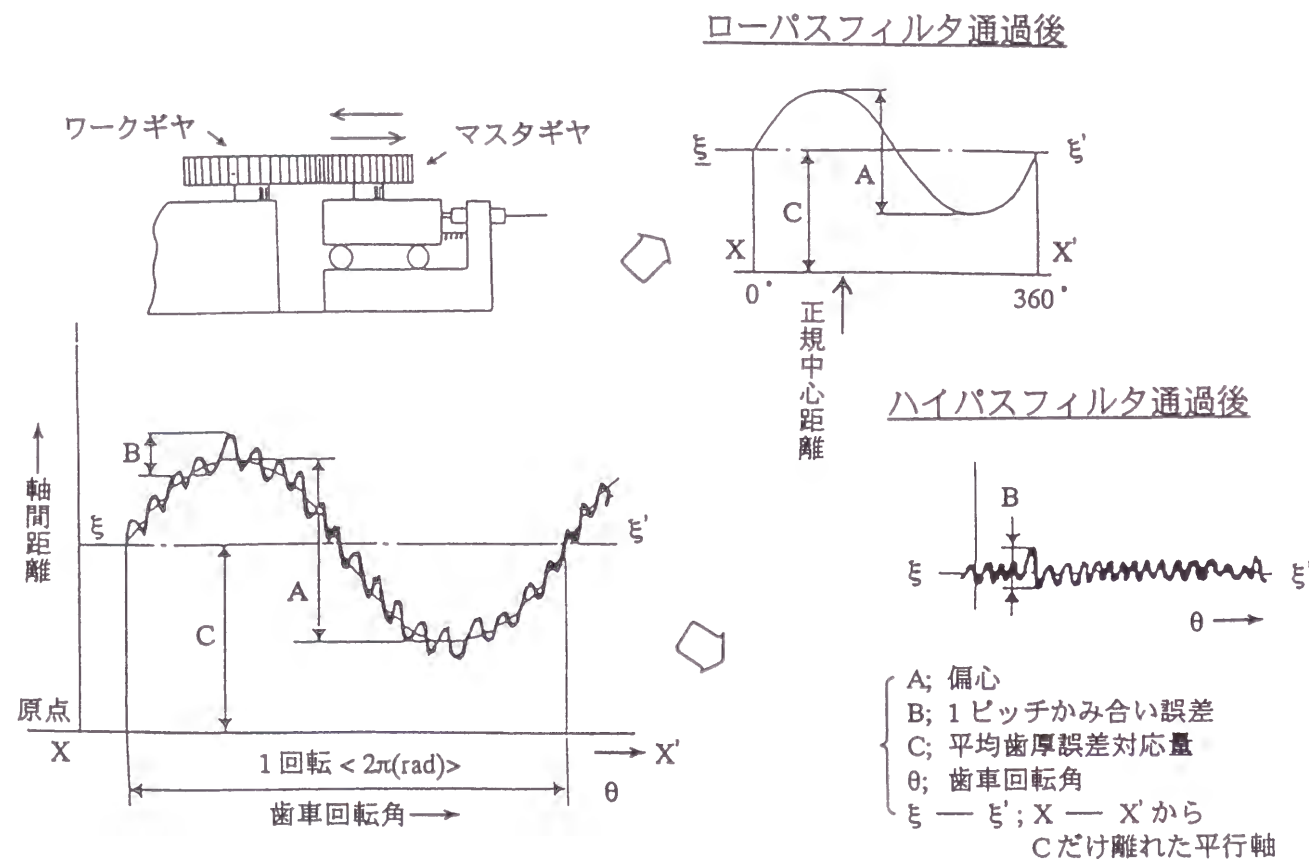


図 2-11. 2 歯面かみ合い装置のかみ合い誤差曲線とその解析結果

(サンプリング方式)

2 歯面かみ合い試験の出力波形を模式的に、図 2-12 上図のように示す。いま、マスタギヤの 1 歯ごとに、タイミングパルス P_i を 1 個発生させる。また、一定間隔のサンプリングパルスをタイマ機構より発生させる。図 2-12 中の拡大部は、タイミングパルス $P_i \sim P_{i+1}$ 区間を拡大して示したものである。この間においては、サンプリングパルスの発生ごとに、被測定歯車とマスタギヤの中心距離を計測している電気マイクロメータからの出力値を計測装置に取り込み、 $P_i \sim P_{i+1}$ 区間の最小値 A_{imin} 、最大値 A_{imax} を探し出す。

さらに、

$$N_{im} = A_{imax} - A_{imin} \dots\dots\dots (2-34)$$

を計算させると、ワークギヤ 1 回転中には、次の 2 群のデータが得られる。

A 群: $(A_{1min}), (A_{2min}), (A_{3min}), \dots\dots\dots, (A_{imin})$

B 群: $(N_{1m}), (N_{2m}), (N_{3m}), \dots\dots\dots, (N_{im})$

これらのデータを用い、被測定歯車の打こんの有無、歯厚、偏心、1 ピッチかみ合い誤差が規準内に入っているか否かの判定を以下のように行う。

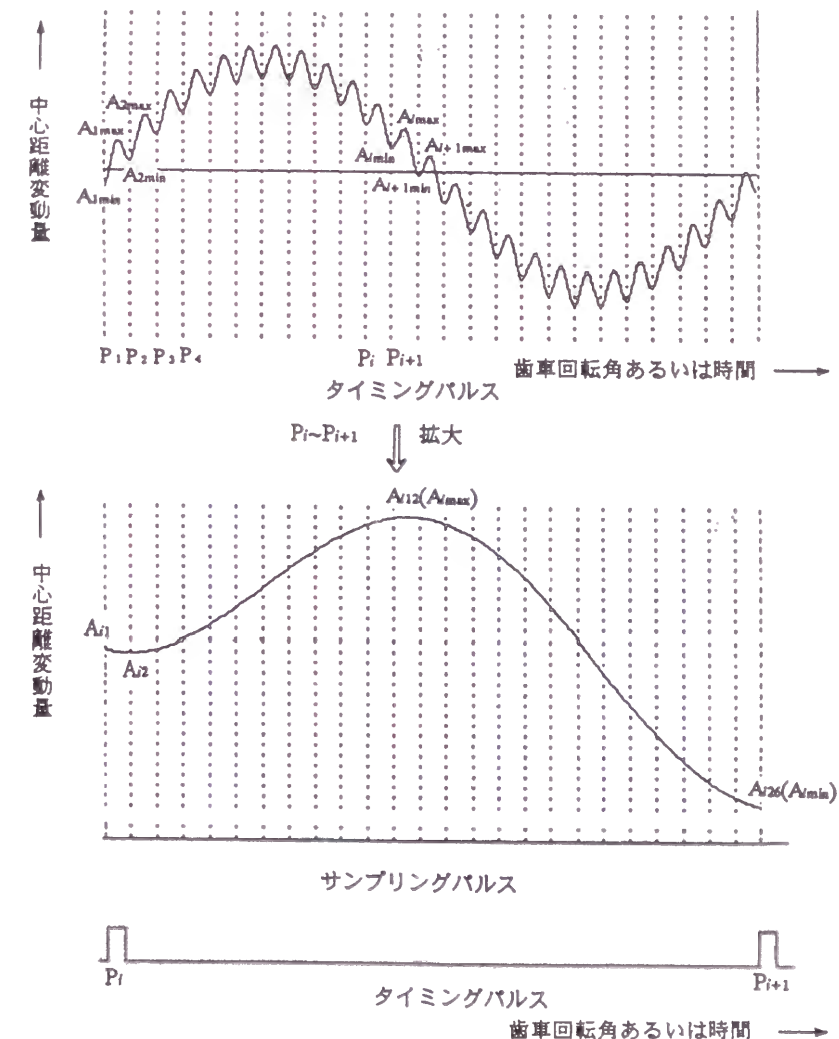


図 2-12. 2 歯面かみ合い誤差曲線と
サンプルパルスとタイミングパルスの関係

a) 打こんの判定

B 群のデータのうち、最大値を N_{max} 、しきい値を N_s とし、

$N_{\max} - N_s > 0$ の時 打こん NG (打こん不良品) (2-35)
 $N_{\max} - N_s \leq 0$ の時 打こん OK

とする。

b) 歯厚の判定

被測定歯車の歯数を N_z として

$$Sum = \sum_{i=1}^{N_z} \frac{A_{imin}}{N_z} \dots\dots\dots (2-36)$$

を計算させて、歯厚の指標データとして扱う。歯厚の上限・下限の設定値をそれぞれ $S_u \cdot S_l$ とした時、

$$S_l \leq Sum \leq S_u \dots\dots\dots (2-37)$$

であれば、歯厚良品とする。

c) 偏心の判定

前記の A 群のデータのうち最大値、最小値をそれぞれ A_{lmax} 、 A_{lmin} とする時、

$$EC = A_{lmax} - A_{lmin} \dots\dots\dots (2-38)$$

を偏心の測定値とする。歯厚同様、設定値(許容値)と比較して良否の判定を行う。

d) 1 ピッチかみ合い誤差の判定

各歯のかみ合いデータの中の各ピッチごとに A_{lmax} と A_{lmin} とが得られるが、この差が 1 ピッチかみ合い誤差になる。しかし、打こん測定値も同様に得られるので、後述する方法によって区別する。

e) 歯厚の実寸法表示機構

歯厚寸法 Y (オーバボール径、またはまたぎ歯厚)と、それが軸間距離を規準値から増減させる量として計測される歯厚寸法偏差に対応する量 L との値とは線形の関係にある。

$$Y = K \cdot L + C \dots\dots\dots (2-39)$$

あらかじめ、オーバボール径、またはまたぎ歯厚(Y_1 , Y_2)の測定された 2 個のモニタギヤの L_1 , L_2 を 2 歯面かみ合い試験装置によって測定することにより、定数 K 、 C を算出できる。

$$Y_1 = K \cdot L_1 + C \dots\dots\dots (2-40)$$

$$Y_2 = K \cdot L_2 + C \dots\dots\dots (2-41)$$

$$K = \frac{(Y_1 - Y_2)}{(L_1 - L_2)} \dots\dots\dots (2-42)$$

$$C = Y_1 - K \cdot L_1 \dots\dots\dots (2-43)$$

これらの値を用い、式(2-39)の計算を行うことによって、計算値 L より歯厚 Y の実寸法を求めることができる(図 2-13 参照)。

この方法においては、被測定歯車の内径とソリッドアーバとのすき間が、寸法精度に影響を及ぼす可能性があるが、内径寸法と歯厚の実測値との関係を調査し、修正値として測定値を補正すれば、上記方法で実歯厚を管理する方法は、十分実用に耐え得る。

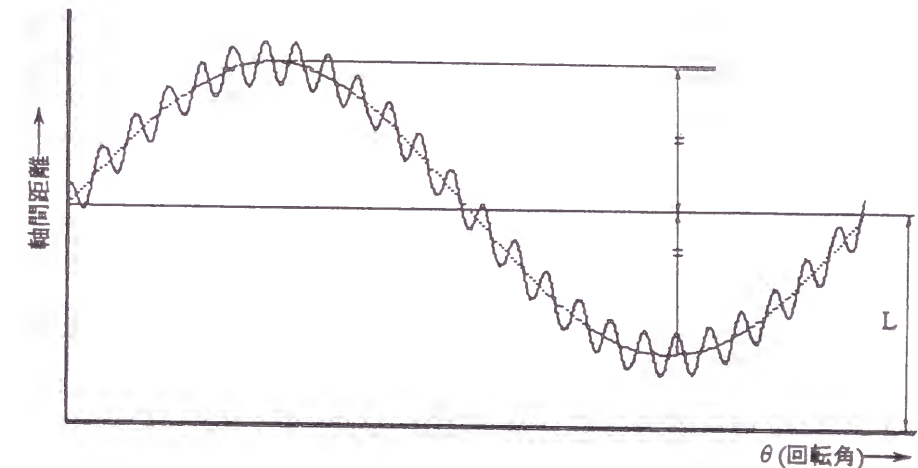


図 2-13. 歯厚寸法解析

(2) 2 歯面かみ合い測定装置の問題

特に、大量生産工場では、打こんが避けて通れないものであるために、2 歯面かみ合い装置の使用において打こん検知力の向上が最も必要とされる。

自動車用変速機の歯車に施される熱処理の大部分は、浸炭焼き入れまたは浸炭窒化処理である。機械加工された歯車の幾何学的形状は熱処理によりひずみ、歯面形状精度は図 2-14 の歯形・リード誤差曲線に示されるように、歯先下がり・両端だれが生じた形状に変化する。よって、できるだけ理想的なインボリュートヘリコイド面を持つことをねらったマスタギヤとこれら熱処理変形をした被測定歯車であるワークギヤとをかみ合わせたのでは、図 2-15(1)に示すように、打こん多発部が接触しないので、打こんやバリを持った歯車を検出することができない問題が生じる。

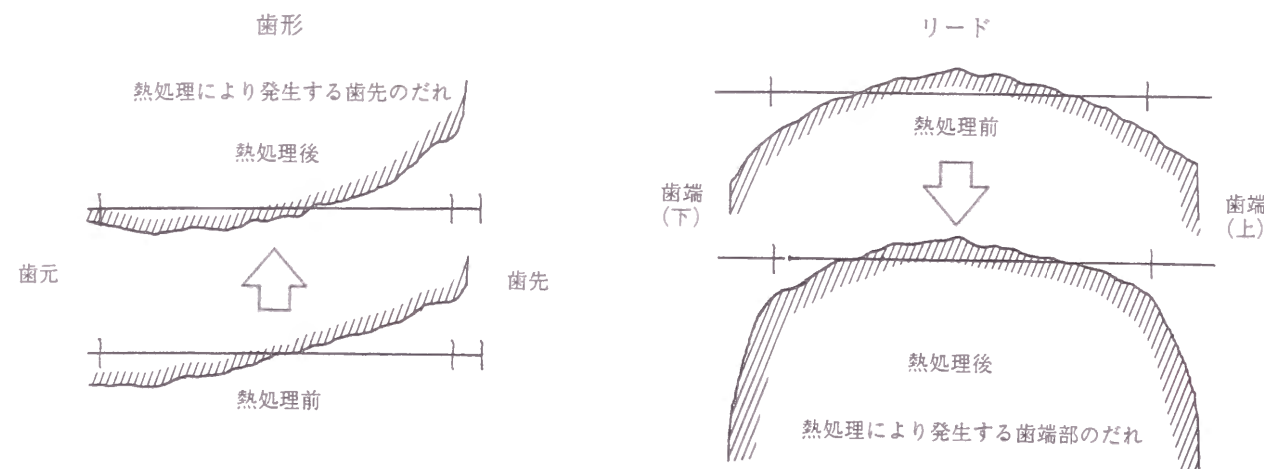


図 2-14. 熱処理による歯形・リードのだれ変形

また、歯面のごみやバリを打こんと誤認する問題が生じる。歯面のごみに対しては、洗浄機の改良、洗浄液管理の徹底で対処可能であり、また、生産ラインにそのような設備を導入した結果、顕著な効果を挙げ得たので、本論文では取り上げない^[3]。

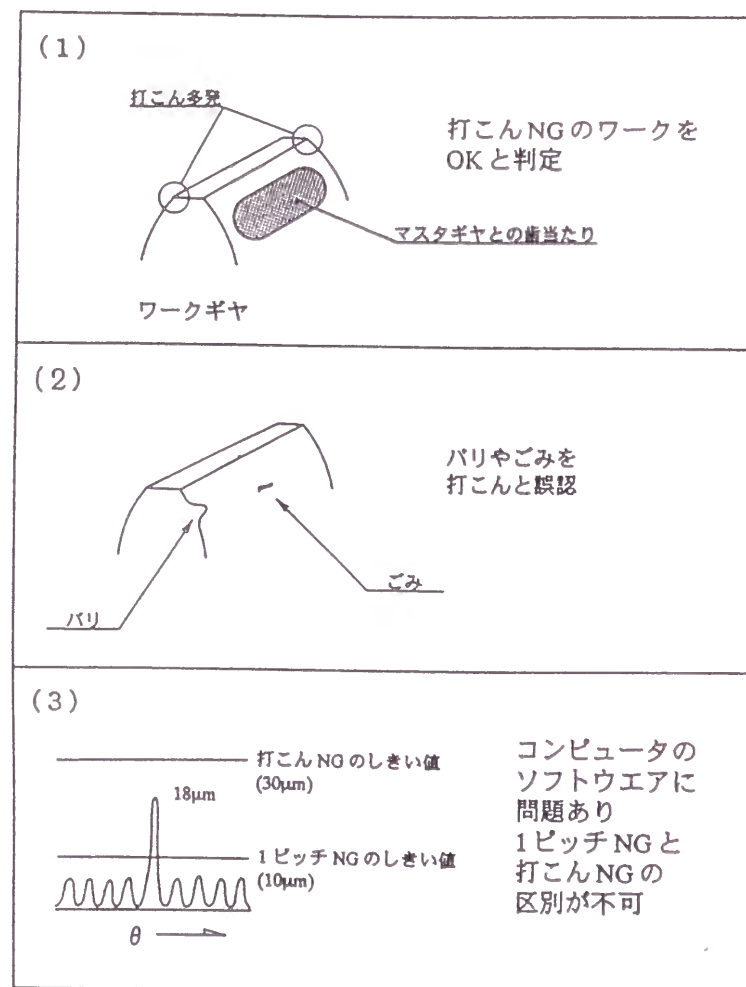


図 2-15. 従来型 2 歯面かみ合い測定装置の問題点解析結果

2 歯面かみ合い測定機は、前節でその測定原理を記しているように、歯厚と歯溝の振れと 1 ピッチかみ合い誤差と打こんを検知することができる。この中で、最も問題となるのが打こんと 1 ピッチかみ合い誤差の分離である。この 2 項目の判定には、測定データとしては同一のものを使用し、その値により打こんか 1 ピッチかみ合い誤差かを判別している。

測定データ処理に関して、打こん測定値と 1 ピッチかみ合い誤差測定値が同一で、その振幅による判定条件のみが異なる点に問題がある。すなわち、出力データと機能との関係をつかむことが困難なために、打こん判定のためのしきい値を適正に設定できず、結果として打こん検知力が低下しているのが現状である。

このような問題点を解決し、2 歯面かみ合い試験装置を大量生産ライン内で有効に用いることができるよう、以下の開発を行った。

(3) ソフトの改造による問題点への対策

2 歯面かみ合い試験結果の出力波形が、図 2-16 に示すように歯車の打こん値が 1 ピッチ NG しきい値より大きく、打こん NG しきい値より小さい時、機械はこれを 1 ピッチ NG と誤判定し、また、図 2-17 に示すようにピッチ誤差の値が打こん NG しきい値より大きい時、機械はこれを打こん NG と誤判定する。もし、人間が判断するならば、図 2-16 のような場合、パターン認識によりこのピークは打こんによるものであって、打こん NG と判定し、また、出力波形が図 2-17 のように単に振幅が大きい時には、打こんは存在しないが 1 ピッチごとに繰り返されるかみ合い誤差が大きく 1 ピッチ NG と判定し、この判断はほぼ間違いないのであるが、このような判断を機械に自動的にやらせるには、単純に打こん判定のしきい値(固定値)を変更するだけでは対処できない。これに対処するため、図 2-18、図 2-19 に示すように打こん判定しきい値 Y_n をフローティングにし、測定の都度、その大きさを適当な値に設定すれば、適切な判断を自動的に行わせ得る可能性がある。そこで、2 歯面かみ合い試験の出力波形を支配する歯車の製作誤差、組み付け誤差と打こんの存在状態について、以下の仮定を設ける。

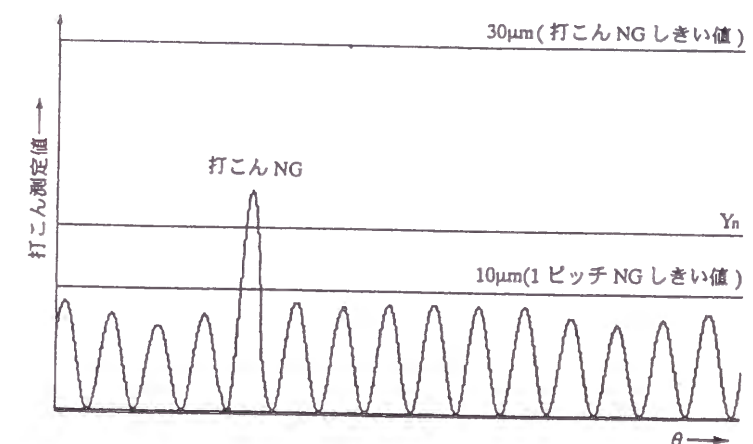


図 2-16. 打こんを持つ歯車の 2 歯面かみ合い試験出力波形と打こん判定しきい値、1 ピッチ NG しきい値

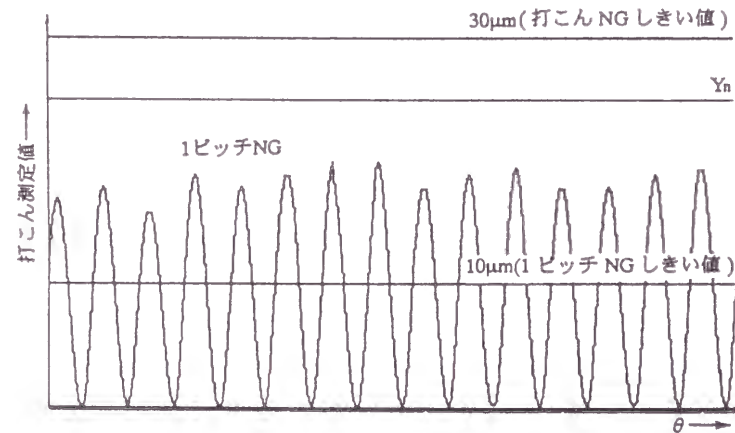


図 2-17. 打こんを持たない歯車の 2 歯面かみ合い試験出力波形と打こん判定しきい値、1 ピッチ NG しきい値

すなわち、

- ①打こんは 1 個の歯車のすべての歯に付くことはあり得ない。たかだか 1 歯か 2 歯にしか付かない。
- ②2 歯面かみ合いにおける 1 ピッチかみ合い誤差は 1 個の歯車ではばらつきが少ない。
- ③1 個の歯車で 1 ピッチかみ合い誤差は正規分布をする。

さらに、図 2-18 に示すような 2 歯面かみ合い誤差曲線を示すものを打こん NG と判定し、図 2-19 に示すようなかみ合い誤差曲線を示すものを 1 ピッチ NG と判定させるために、この出力波形のピークの高さ分布が打こんが存在する場合と存在しない場合で異なることに着目し、標準偏差の考えを導入する。

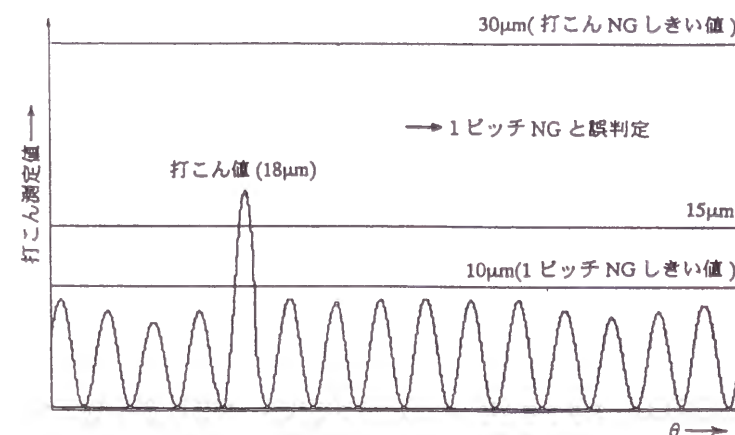


図 2-18. フローティング打こんしきい値(Yn)と打こん NG の関係

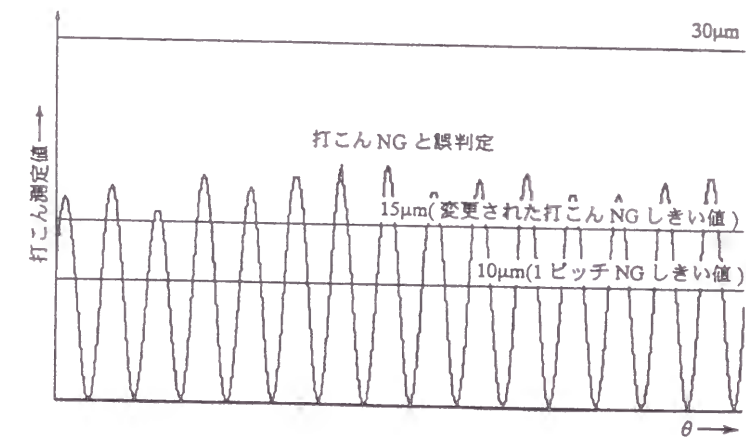


図 2-19. フローティング打こんしきい値(Yn)と 1 ピッチ NG の関係

すなわち、

- A: 打こん NG しきい値(固有設定値)
- B: 1 ピッチ NG しきい値(固有設定値)
- N: 被測定歯車の歯数
- X_i : 被測定歯車における i 番目の歯の 1 ピッチかみ合い誤差
- \bar{X} : 1 ピッチかみ合い誤差の算術平均値
- f: $A \leq X_i$ を満たす歯数

とした時、 $A > X_i$ の歯に対し、

$$\bar{X} = \sum_{i=1}^{N-f} \frac{X_i}{(N-f)} \dots\dots\dots (2-44)$$

$$\sigma = \sqrt{\sum_{i=1}^{N-f} \frac{(X_i - \bar{X})^2}{(N-f)}} \dots\dots\dots (2-45)$$

を求め、打こん NG の新設定値 Y_n を以下のように算出する。

$$Y_n = \bar{X} + n \sigma \dots\dots\dots (2-46)$$

ここに、 n は選択定数(1, 2, 3)であり、実績により、最も妥当な判定が行われるよう決めなければならない。いすゞ自動車株式会社のラインにおいては、一般に $n=1$ または $n=2$ を採用することで、良好な結果が得られている。これは、正規分布で、 1σ は 66.3%、 2σ は 92%、 3σ は 99.8% となることより、工場における測定ばらつきを考慮して設定すべきものである。

新設定値 Y_n が計算されても、 $Y_n \geq A$ ならば、これを OK とすることは、製品の合格

基準を甘くし、製品の品質低下に結び付くので、この Y_n 値は判定値として採用しない。
すなわち、従来どおり

$$\left\{ \begin{array}{ll} X_i \geq A & \text{打こん NG} \\ A > X_i \geq B & \text{1 ピッチかみ合い誤差 NG (2-47)} \\ B > X_i & \text{打こん・1 ピッチかみ合い誤差ともに OK} \end{array} \right\} \cdots \cdots (2-47)$$

と判定させる。

$A > Y_n$ の時は、 Y_n 値を判定値として採用する。すなわち、

$$\left\{ \begin{array}{ll} X_i \geq A & \text{打こん NG} \\ A > Y_n > X_i \geq B & \text{1 ピッチかみ合い誤差 NG} \\ A > X_i \geq Y_n \geq B \\ A > X_i \geq B > Y_n \\ A > B > Y_n > X_i \\ A > B > Y_n > X_i \\ A > Y_n > B > X_i \end{array} \right\} \left. \begin{array}{l} \text{打こん NG} \\ \text{打こん NG} \\ \text{打こん・1 ピッチかみ合い誤差ともに OK} \end{array} \right\} \cdots (2-48)$$

と判断する。

回転角度ごとの中心距離変動を取り入れて、その各角度ごとの中心距離の変化率を計測することにより、変化率が大きいものは打こんで、小さいものは1ピッチかみ合い誤差として正確に判定することが可能となる。

上記の判定法を大量生産のラインに適用して、製品検査を実施した結果、微小な打こんも判別できるようになった。回転角に対する中心距離の変化率を同時計測、記憶してその情報を解析すれば、打こんや歯車精度の状態をより明確に判別できるが、コスト上の面と、必要とするコンピュータのメモリ容量の関係で、そこまでのソフト改造は行わなかった。

(4) 弱ねじれ角・大圧力角マスタギヤの採用による対策

図2-15(1)で述べたように、誤差ゼロねらいのマスタギヤを用いた2歯面かみ合い試験では、打こんをうまく検出することができない。ワークギヤの打こんが最も多く付く可能性のあるワークギヤの箇所が接触するようなマスタギヤを選定する必要がある。数多くの試行の結果、マスタギヤのねじれ角をワークギヤ完成時のねじれ角より3分30秒から4分30秒弱くし、かつ歯先を10~20 μm 下げることにより、図2-20に示すように打こん発生箇所が接触可能となるようになった。

このねじれ角修正量 $\Delta\beta_{gm}$ は、被測定歯車の最大法線ピッチとマスタギヤのそれとが同じ値になるように決定する。すなわち、いま

M_n : 歯直角モジュール
 ϕ_n : 歯直角工具圧力角
 β_g : 基礎円上ねじれ角

とすると、法線ピッチ t_e は次式

$$t_e = \pi \cdot M_n \cdot \cos \phi_n \cdot \sec \beta_g \cdots \cdots (2-49)$$

で表される。そこで、

ϕ_{nm} : マスタギヤ歯直角圧力角
 $\Delta\phi_{nm}$: マスタギヤ歯先下がり修正量に相当する修正圧力角
 β_{gm} : マスタギヤの基礎円上ねじれ角
 $\Delta\beta_{gm}$: マスタギヤの基礎円上ねじれ角修正量
 $\phi_{nw \min}$: ワークギヤの歯面上の最小歯直角圧力角
 $\beta_{gw \max}$: ワークギヤの歯面上の基礎円上最大ねじれ角

とすると、式(2-49)を用いて、

$$\begin{aligned} t_e &= \pi \cdot M_n \cdot \cos(\phi_{nm} + \Delta\phi_{nm}) \cdot \sec(\beta_{gm} + \Delta\beta_{gm}) \\ &= \pi \cdot M_n \cdot \cos \phi_{nw \min} \cdot \sec \beta_{gw \max} \cdots \cdots (2-50) \end{aligned}$$

したがって、マスタギヤの基礎円上ねじれ角修正量 $\Delta\beta_{gm}$ は、

$$\Delta\beta_{gm} = \cos^{-1} [\sec \phi_{nw \min} \cdot \cos(\phi_{nm} + \Delta\phi_{nm}) \cdot \cos \beta_{gw \max}] - \beta_{gm} \cdots \cdots (2-51)$$

となる。

このような修正マスタギヤを用いた2歯面かみ合い試験では、歯の鈍角側に付いた打こんの検出を完全に無視することになるが、打こんの大部分(90%以上)は前節図2-4に示したように鋭角側に付くので、実用上大きな問題ではない。

ライン中より15個の打こんの発生した歯車を抽出し、従来のマスタギヤを用いた場合と修正マスタギヤを用いた場合とで、その打こんをどの程度検出できるかの比較テストを行い、2歯面かみ合い試験による打こん検出力を比較した。結果を表2-5に示す。

修正マスタギヤでは打こんを100%検出し得たが、従来のマスタギヤでは87%の検出力であった。

2歯面かみ合い試験で同時に測定される歯厚・偏心・1ピッチかみ合い誤差の値は、修正マスタギヤを使用した時と従来のマスタギヤを使用した時とで変化はなく、打こんの測定値のみが異なる結果を得た。

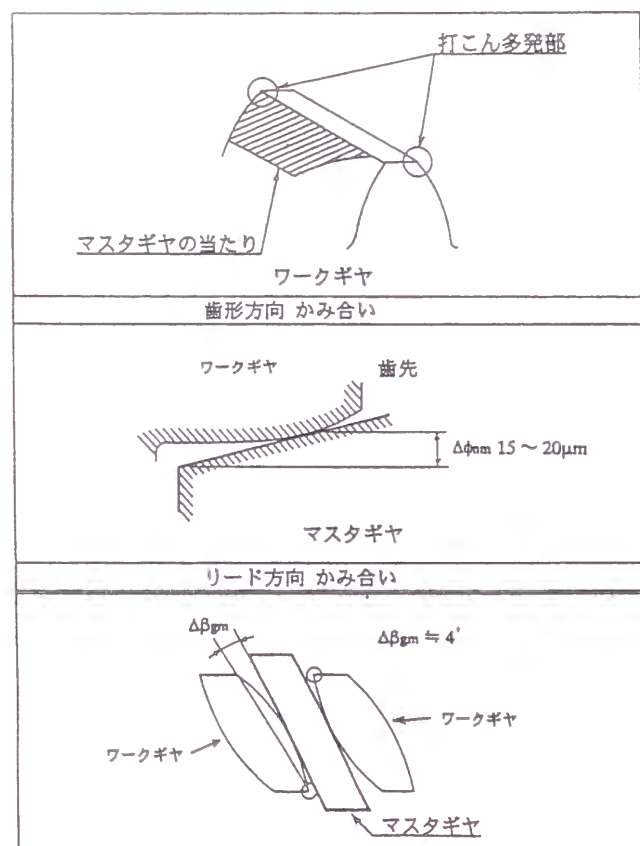


図 2-20. 弱ねじれ角・大圧力角マスタギヤ

表 2-5. 弱ねじれ角・大圧力角マスタギヤと従来品の打こん検知能力比較

ワーク: 打こん発生歯車(F16 Helical Gear 3.94Ratio, N=15) (ワークギヤの法線ピッチ: 8.064~8.080)					
マスタギヤ	打こん判定率	マスタギヤの 法線ピッチ	その他の測定項目		
			サイズ	偏 心	ピッチ
弱ねじれ角・大圧力角	100%(15/15)	8.080	不 変	不 変	不 変
従 来	87%(13/15)	8.065			

(5) ダブルマスタギヤの開発による対策

前述したように『弱ねじれ角・大圧力角マスタギヤ』を用いることにより、2 歯面かみ合い試験による打こん検出能力は飛躍的に向上したものの、鈍角側の打こんがチェックできない問題点は依然として残っている。歯の鋭角側端に付いた打こんも鈍角側端に付いた打こんも 100%チェックするには、図 2-21 (a)、(b)に示すようなホローリード付き大圧力角マスタギヤでなければならない。それは、図 2-21 (c)に示すように、打こんの発生する歯先と両側端で、必ずかみ合うようにする必要があるからである。

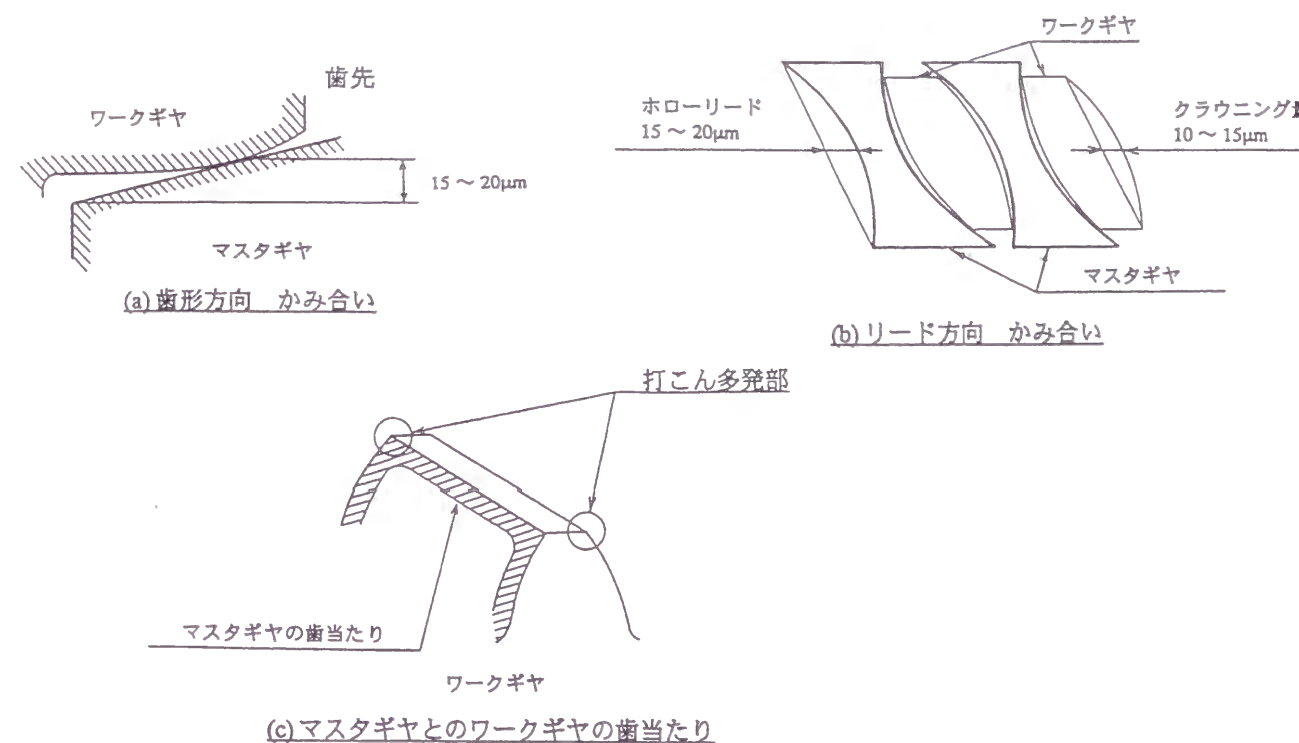


図 2-21. ホローリード付き大圧力角マスタギヤ

しかしながら、ホローリード付きマスタギヤとワークギヤをかみ合わせた時には、歯厚・歯溝の振れ・1 ピッチかみ合い誤差の測定には信頼性がなくなる。なぜならば、ホローリード付き大圧力角マスタギヤは、図 2-22 に示すように設計されているからである。すなわち、マスタギヤとワークギヤとのかみ合い率が正面かみ合い率 1.89、重なりかみ合い率 1.57、総合かみ合い率 3.46 で設計されている場合を例にとると、ワークギヤは、幾何学的には図 2-22 に示すようにマスタギヤの点 a_1 よりかみ合いを始めて点 b_2 に移るが、その間、ホローリードのため、歯面中央とはかみ合わず側端を点 a_1 から点 a_2 にかみ合いが進んだところで、反対側端 b_1 点の接触が始まり、もとの側端の接触はさらに進んで点 a_3 でかみ合いが終わり、後の側端の接触は、点 b_2 で接触を終わる。このように、動力伝達時に主要な働きをする歯面中央部がかみ合わないため、その部分で定義される歯厚・歯溝の振れ・1 歯面かみ合い誤差についての情報が得られないことになる。

よって、打こん測定と歯厚・歯溝の振れ、1 ピッチかみ合い誤差の測定とを分離する必要がある。

この問題を解決するため、ダブルマスタギヤ付き 2 歯面かみ合い装置を考案した。その概略図及び外観写真を図 2-23 (a)、(b)に示す。このダブルマスタギヤ付き 2 歯面かみ合い装置に用いるマスタギヤの仕様とその用い方は、

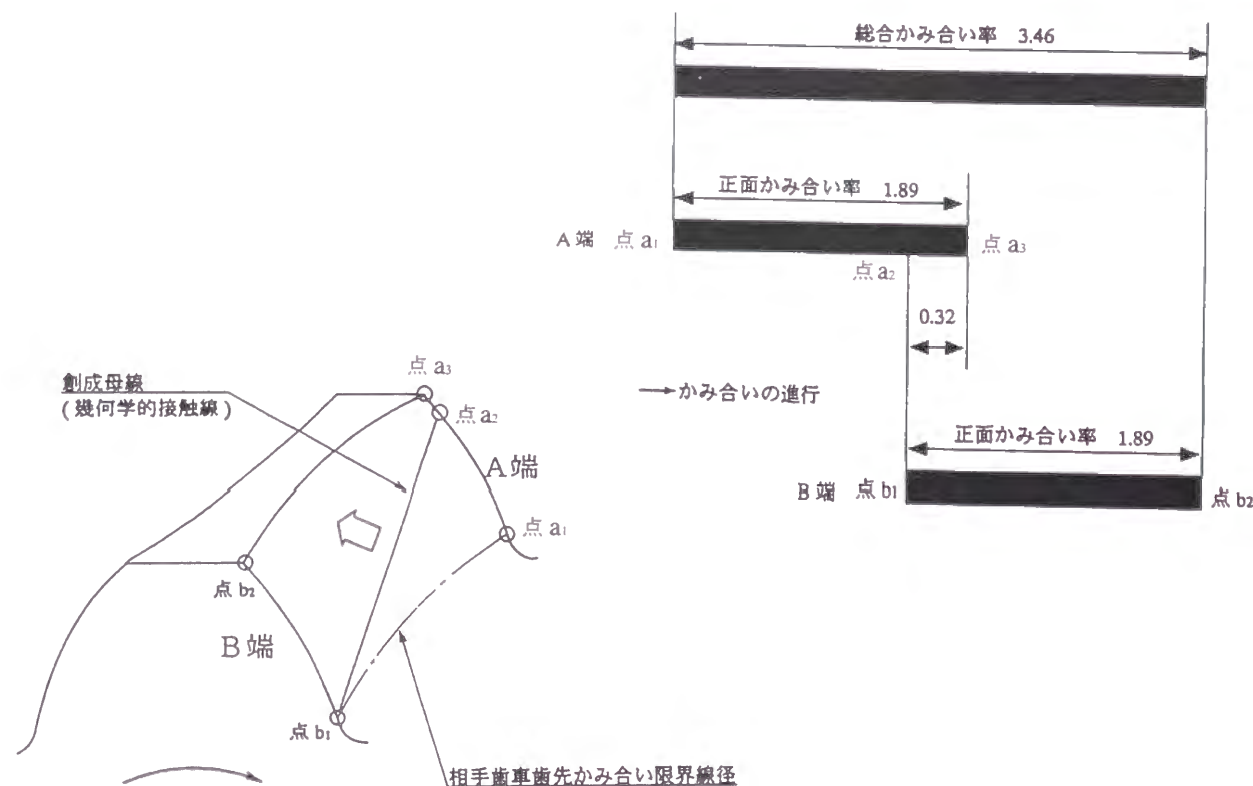


図 2-22. ホローリード付き大圧力角マスタギヤかみ合い率解析

1. 打こん測定用マスタギヤはホローリードを付け、かつ歯幅はワークギヤのそれより両端にそれぞれ 10%以上長くする。
2. 歯厚・歯溝の振れ、1 ピッチかみ合い誤差測定用マスタギヤは、圧力角・ねじれ角ともに正規ねらいとし、歯幅はワークギヤのそれより両端にそれぞれ 10%短くする。
3. ホローリード付きマスタギヤの測定値は、打こん判定のみにしか使用しない。

とし、一つの被測定歯車を連続して、この二つのマスタギヤとかみ合わせて順次 2 歯面かみ合い試験を行うこととした。この装置を採用することにより、打こんの判定と歯厚・歯溝の振れ、1 ピッチかみ合い誤差を計測できるようになった。

図 2-23 (b)に示すダブルマスタギヤは、それぞれ別個にワークギヤとかみ合うように設計したが、理論的にはワークギヤと 2 種類のマスタギヤを同時にかみ合わせて測定することも可能である。この場合はワークギヤの軸は固定し、ワークギヤ駆動として、おのこのマスタギヤの軸位置の変位を計測せねばならない。

さらに、打こんの付いた歯がどれであることを示すため、図 2-23 (b)に示されるようなマーキング装置により、打こんと判定された歯の 180° 反対側の歯にマークする機能を追加した。

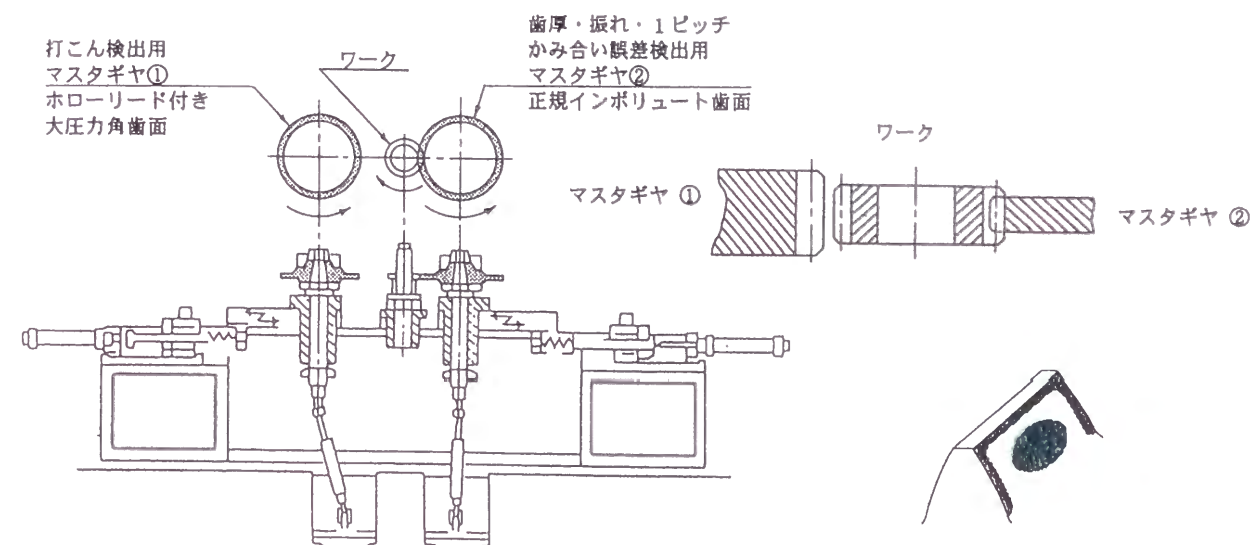


図 2-23 (a). ダブルマスタギヤ付き 2 歯面かみ合い装置概略構造図

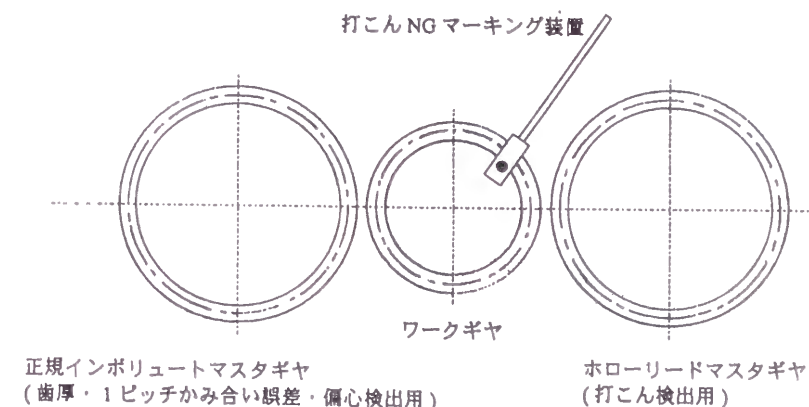


図 2-23 (b). ダブルマスタギヤ付き 2 歯面かみ合い装置概視写真

2-5-4. ユニット計器検知法

打こんによる運転騒音(この音を一般に打音と称している)に関するユニット評価として、先に述べた官能評価法が最も一般的である。製品の最終評価者がユーザであり、ユーザの評価はすべて官能評価であることを考えると、製造側における官能評価も現実として有効な評価法であると考えられる。しかし、官能評価は人間の不快感も含めて評価を行うため、評価者による個人差等、客観性の問題がある。

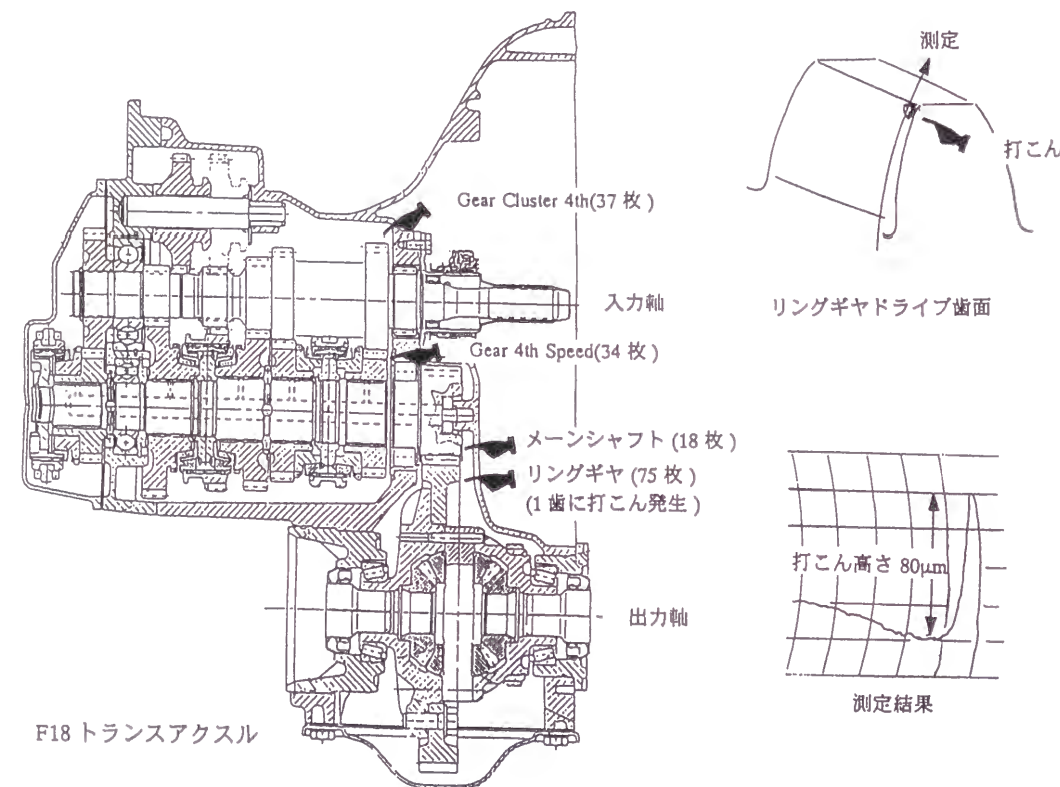


図 2-24. 供試体ユニットの断面構造図

そこで、本項ではユニットの計器評価法について論ずる。

供試体ユニットの断面構造図を図 2-24 に示す。最終減速ギヤであるリングギヤの 1 歯に打こんを付けているが、その高さは $80\mu\text{m}$ である。ユニット評価時に 4 速ポジションで行うことにしているが、この時、入力軸 1 回転に対し、リングギヤは

$$\frac{37}{34} \times \frac{18}{71} = 0.27589 \dots\dots\dots (2-52)$$

回転する。すなわち、入力軸が 3.6 回転するごとに 1 回の打音が発生する。

騒音信号取り込みのためのマイクロホンはトランスアクスル真上 15cm の位置に設定し、歯車に打こんを付ける前後のギヤ音を、回転機械分析と非定常な信号を時間に伴うスペクトラムの変化で表す時間軸波形分析とによって、比較調査する。ここに、回転機械分析とは、回転機械、例えばエンジン、モータ、コンプレッサ等に対応する分析方法を指す。

回転機械が発生する振動・騒音は、何らかの形で原動機の回転数と関連しているため、

回転数に追従(Tracking)した分析方法が必要となる。分析結果として、騒音レベル、次数、回転数の 3 要素を同時に確認することのできるウォータフォール解析がベースとなる。この結果を、RPM トラッキング分析と次数分析との両面で評価することが多い。この関係を図 2-25 および図 2-26 に示す。

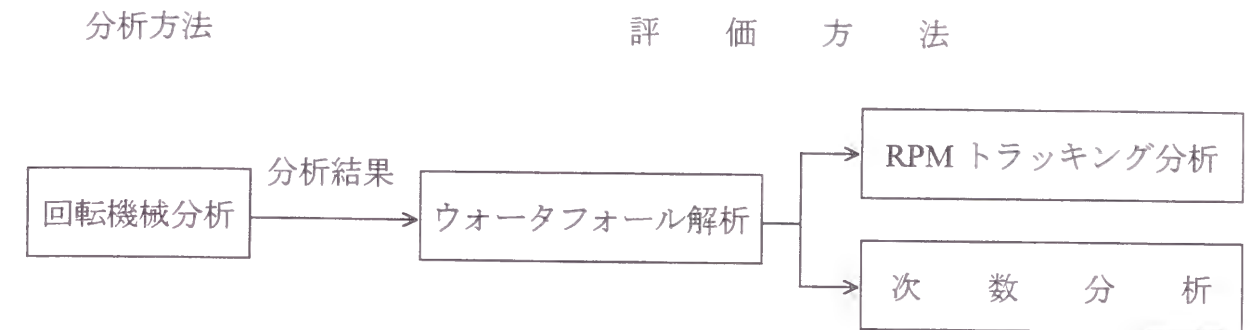


図 2-25. 回転機械分析における評価方法の分類

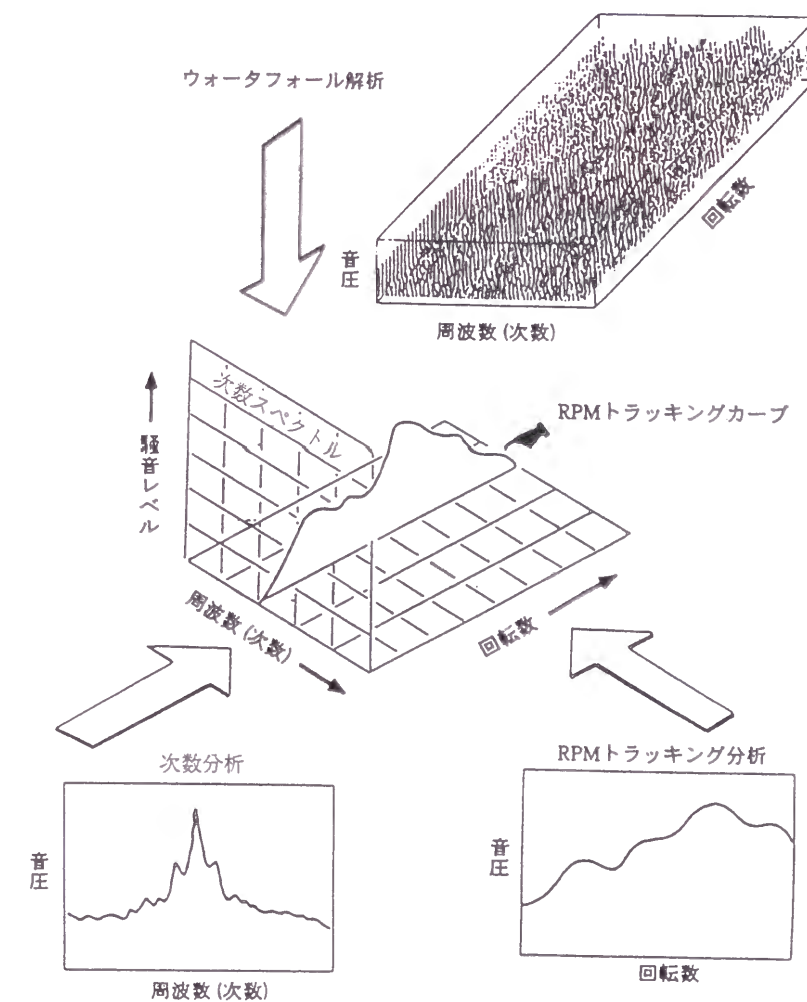


図 2-26. 回転機械分析

(1) RPM トラッキング分析

RPM トラッキング分析とは、X 軸に回転数を設定し、Y 軸には任意の次数スペクトラムを示し、回転に対する音圧の変化を表す評価方法である。

本研究で分析に使用した FFT アナライザの設定諸元を表 2-6 に示す。

表 2-6. 分析器の設定諸元表

入力軸回転パルス諸元	パルス数/回転	60 P/R
	取り込み最低回転数	1,000 rpm
	取り込み最大回転数	2,500 rpm
	最小変化回転数	6 rpm
	平均化処理	0.03 sec.

FFT アナライザは LASON DAVIS3200 型を使用する

打音は終減速歯車のかみ合いから発生しているため、終減速歯車のかみ合い次数成分を抽出する。分析時におけるテストの運転条件は図 2-27 に示すとおりである。入力回転数は 1,000~2,500 rpm、発生トルクは入力軸トルク+3 kgf・m(24.42N・m)の一定の負荷を与えながら計測を実施した。

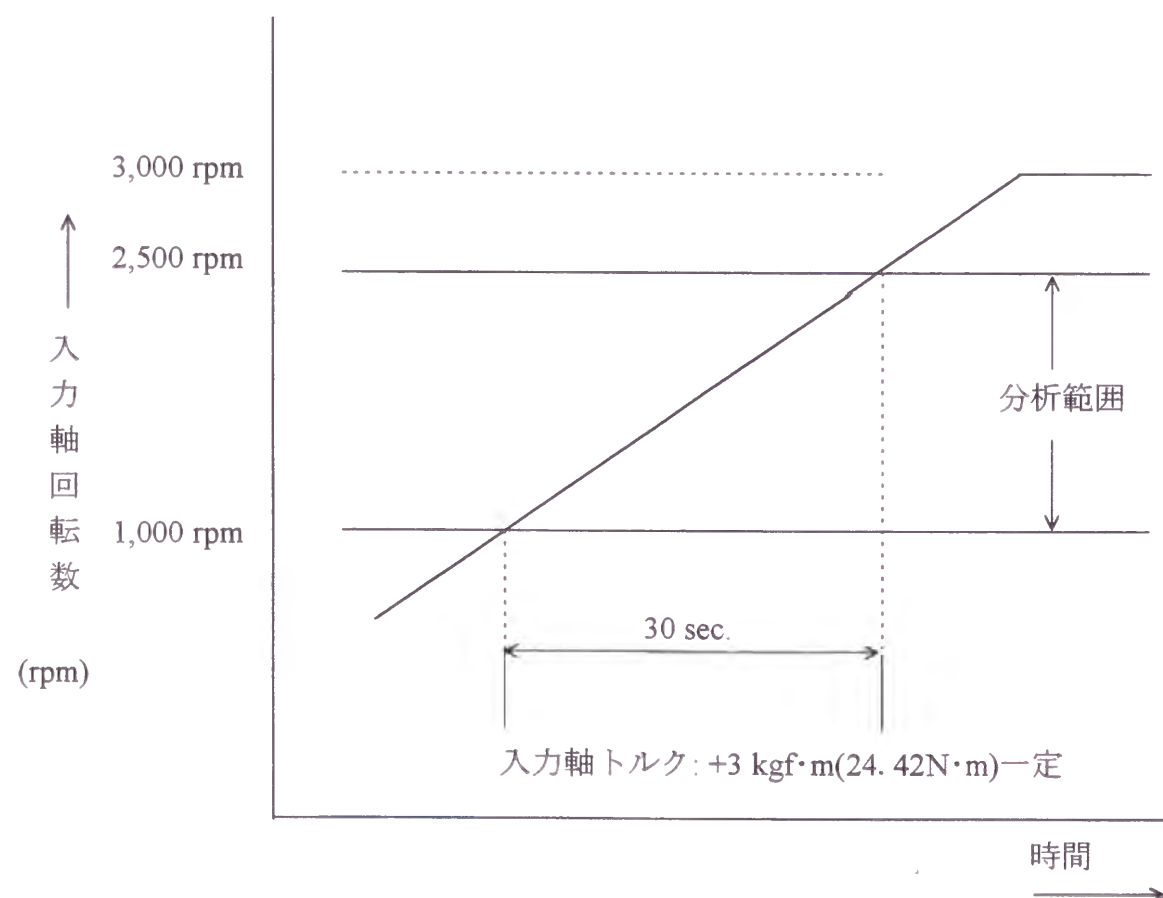
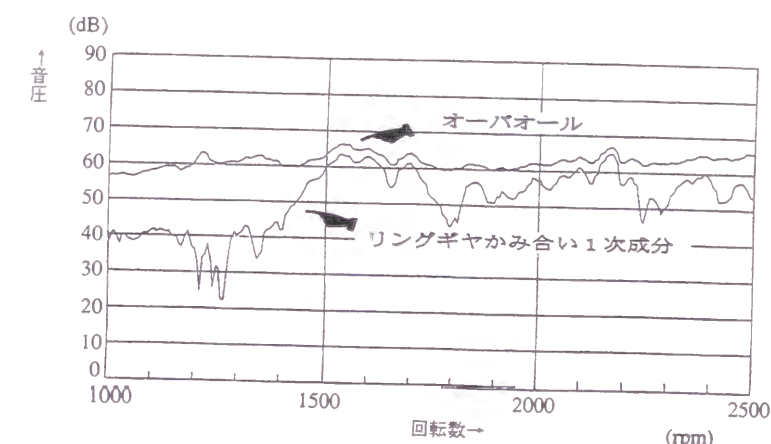
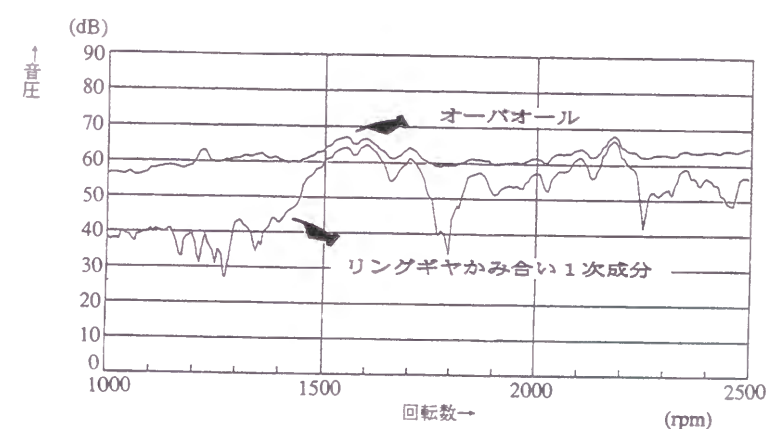


図 2-27. RPM トラッキング分析テスト運転条件

図 2-28(a)が打音あり、図 2-28(b)が打音なしの場合の分析結果を示す。いずれにおいても、分析結果から両者の差異を見いだすことは困難である。このことは、RPM トラッキング分析によっては打音の判定が不可能であることを示している。



(a)打音発生あり



(b)打音発生なし

図 2-28. 打音有無による RPM トラッキング分析例

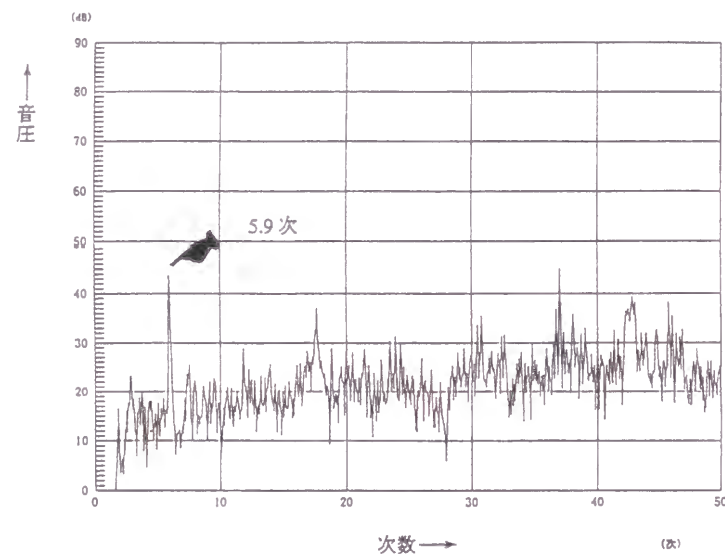
(2) 次数分析

次数分析とは RPM トラッキングを行っている途中の回転数におけるスペクトラムを表すものであり、どの次数成分によってレベルが高くなっているか見極める際に用いられる分析方法である。また、通常の周波数分析とは異なり、X 軸の単位(周波数)が回転数の何倍かの次数(Order)で表すのがこの評価方法である。

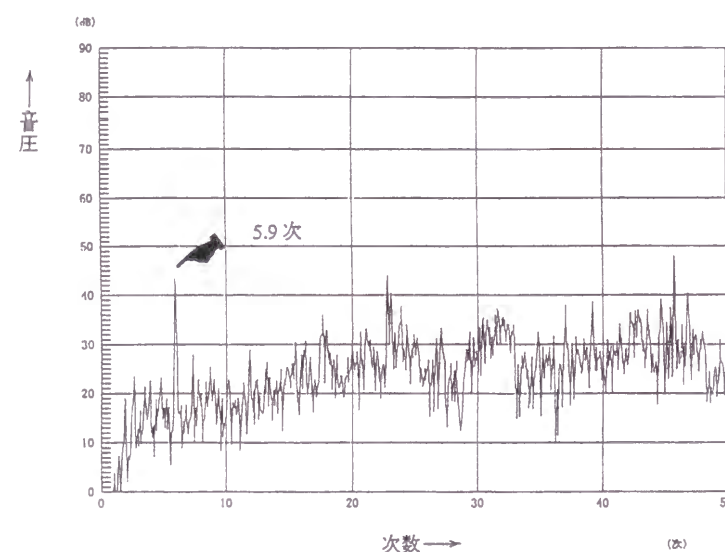
分析に使用する FFT アナライザ、および分析器の設定諸元は RPM トラッキング分析の場合と同様である。実施した実験においては、入力軸回転数 1,300 rpm、ドライブ側トルク+3 kgf・m(29.42N・m) (入力軸トルク)の回転において、最も顕著な打音が確認されたことから、この条件での定常運転状態で発生騒音次数分析を行った。

図 2-29(a)が打音発生ありのユニットの分析結果で、図 2-29(b)が打音発生なしのユニットの分析結果を示す。上図、下図いずれのデータにおいても一つのピーク(5.9

次)が確認できるが、打音の有無に関係なく発生していることから、このピークは打音以外の他の回転系により発生したピーク(次数)であると判断する。
打音の有無を耳で明確に認識できる二つの騒音の次数分析の結果、両者には全く差異が確認できず、打こんの検出には至っていないことが明確になった。このことは次数分析によっても打音の検出は不可能であることを示している。



(a)打音発生あり (入力軸回転数 1300rpm)



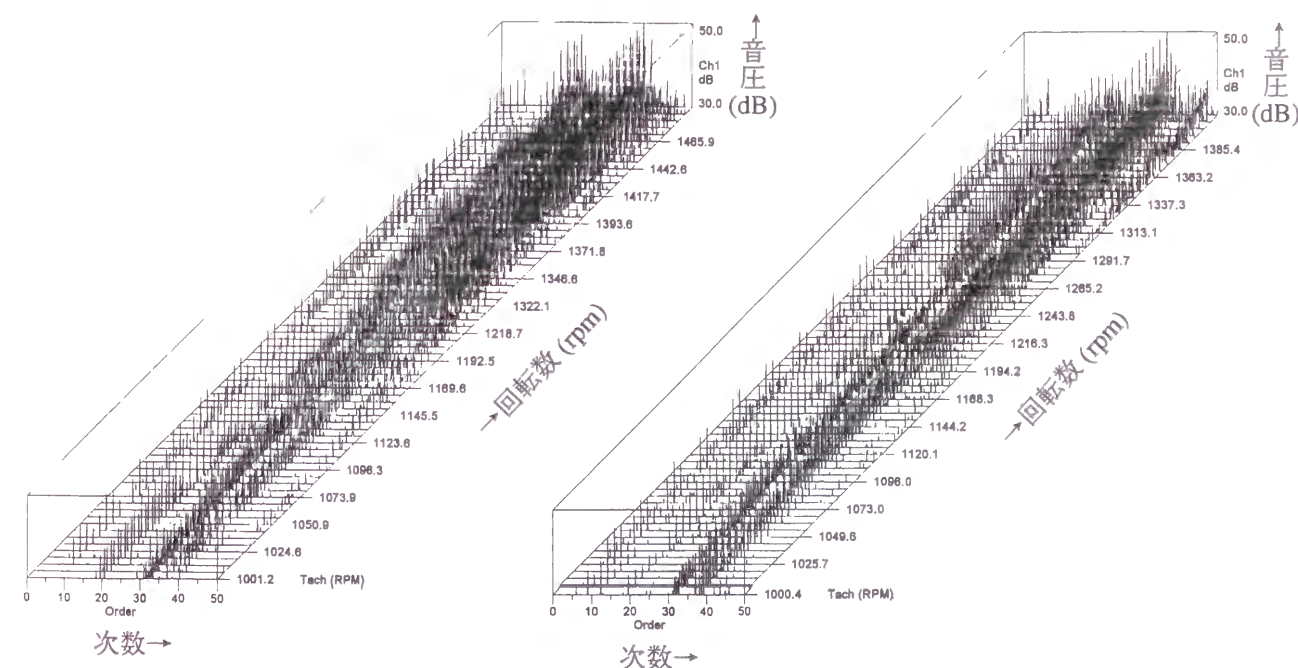
(b)打音発生なし (入力軸回転数 1300rpm)

図 2-29. 打こん有無による次数分析例

(3) ウォータフォール解析

ウォータフォール解析とは X 軸に周波数分析をした次数、Y 軸に音圧、そして、Z 軸に回転数を表すものであり、RPM トラッキング分析や次数分析のように断片的な解析とは異なり、X、Y、Z の 3 軸すべてを同時に把握できる利点があるので、この評価方法を用いて打音の比較調査を実施した。使用する FFT アナライザ、および分析諸元は RPM トラッキング分析の場合と同様である。

ウォータフォールによる分析結果は、図 2-30 (a)が打音発生ありのユニットのデータで、図 2-30 (b)が打音発生なしのユニットのデータを示している。しかし、(a)及び(b)のいずれのデータにおいても分析結果に対して全く差異が確認できないことから、ウォータフォール解析によっても打音の検出が不可能であると言わざるを得ない。



(a)打音発生あり

(b)打音発生なし

図 2-30. 打こん有無によるウォータフォール解析例

(4) 時間軸波形による解析

これまで述べた歯車回転数、あるいはギヤノイズの周波数分析結果を横軸にとった分析ではギヤノイズ中の打音を良好に検出することはできなかった。これを検出するには、人間の耳がこれを検知するのと同様に、時間軸をベースとした、すなわちギヤノイズ波形そのものを解析対象とする必要があるように思われる。時間軸波形分析には MEDAV SP3000 型を使用する。この測定器は時間軸波形の分析のほかに FFT によるリアルタイムの周波数分析も可能である。

打音が顕著に発生している一定回転速度の運転条件、すなわち、入力軸回転数 1,300 rpm、ドライブ側トルク+3 kgf・m(29.42N・m)(入力軸トルク)に固定して、時間軸波形の分析を実施した。先に述べたトランスアクスルの構造の場合 1 秒当たり約 5~6 回(入力軸回転数 1,300 rpm 時)打音が発生する。

図 2-3 1 は打音発生あり、図 2-3 2 は打音発生なしの場合の分析結果を示す。図中左上の分析結果は時間軸に対するギヤノイズの音圧の振幅を表し、右上の分析結果はその発生周波数を示す。下図においては時間と共にギヤ音の周波数構成が変化する状況をカラースペクトラムで表し、通常の FFT アナライザにおいての統計平均処理では判別のつかない変化音、または瞬時のノイズを表示する。

図 2-3 1 左上の時間軸波形の図においては打音の顕著なピーク波形が確認でき、打音の周期は先に述べた 1 秒当たり 5 回であることを示している(ここでの分析はデータ取り込みのウィンドウ時間が 2 秒に設定されているため、10 回のピークを表示している)。この、打音が発生する場合の分析結果に対して、図 2-3 2 においては打音のピークの存在が全く確認できない。これらの状況は人間の耳での官能認識と合致している。すなわち、時間軸波形の分析によれば打音の検出は可能である。

(a) 打音発生あり (入力軸回転数 1300rpm)

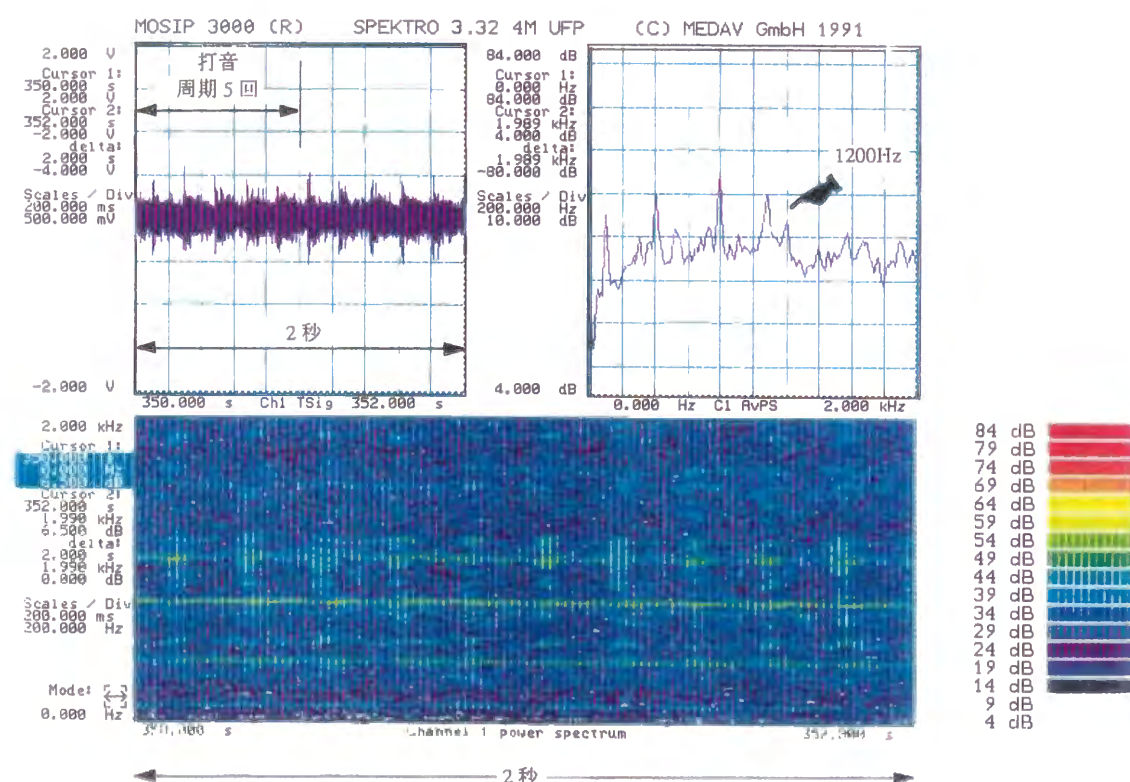


図 2-3 1. 時間軸波形による解析結果

(b) 打音発生なし (入力軸回転数 1300rpm)

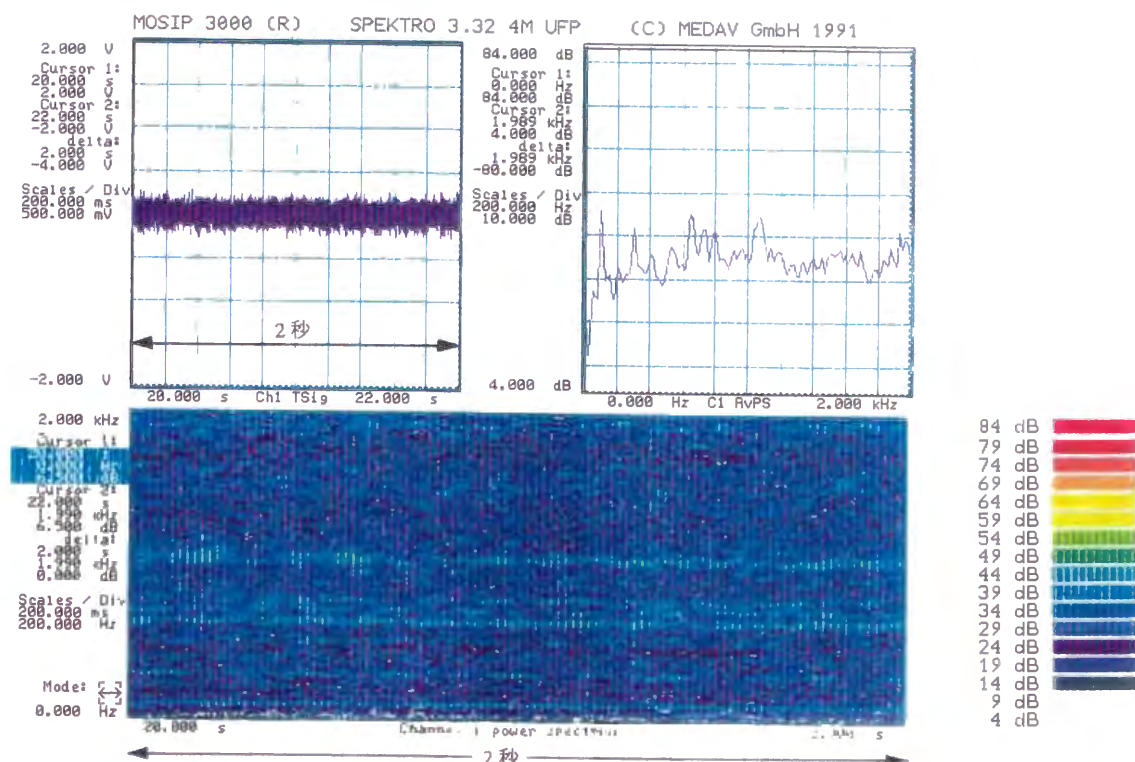


図 2-3 2. 時間軸波形による解析結果

しかし、ここで打音の周期に対する問題と、打音の音圧に対する問題が発生する。例えば、1 歯車に複数の打こんが存在する場合、または、複数の歯車に打こんが存在する場合、打音が複数存在し、打音の発生周期は短くなるものと考えられる。この場合、FFT アナライザの分析条件の設定によっては、時間軸波形による打音のピークが集中し、波形として太い帯状の波形のみ表示され、明確な打音の波形が確認されないことも起こり得るであろう。もちろん、FFT アナライザの分析条件の設定を変更することによって、この問題はある程度解決することができる。しかし、ここで目的としているギヤボックスのユニット評価は、量産ライン対応の全数検査であるため、限られた時間内での判定が第一に要求され、ユニット評価中における FFT アナライザの分析条件の試行錯誤的変更は実質的に不可能である。

また、現実における一例として、歯車のかみ合いから発生する異音と打音が同時に発生し、その異音の音圧が打音の音圧を上回る音圧レベルであった時、時間軸波形は FFT アナライザの分析諸元に関わらず太い帯を表示するのみとなる。このように、打音の音圧が他の騒音の音圧より低い場合、打音の検出は不可能であるという、打音の音圧に対する問題がある。

結論として、FFT アナライザによる時間軸波形分析は、限られた打音にのみ対応可能であり、万全ではないと言える。特に、量産ラインでの限定された時間内における FFT アナライザの使用は不可能に近い。

したがって、現在の機器による評価法は、現状のニーズを満足させ得ず、量産ラインにおける短時間(2分～3分間)でのユニット評価方法として、評価者による官能評価が最適な評価方法であると言わざるを得ない。この時、官能評価におけるばらつき、いわゆる個人差は定期的な官能調整により最小限に保持することが必要である。

2-5-5. 最適検知システム開発に対する考察と評価

歯車単品評価とユニット評価に対する官能評価と計器評価の組み合わせを整理すると、表2-7のようになる。

表 2-7. 歯車単品評価とユニット評価、官能評価と計器評価の組み合わせでの比較		
	歯車単品評価	ユ ニ ッ ト 評 価
官能評価	ギヤスピーダ	防音室で、低負荷(1~2 kgf・m (9.81~19.61N・m)) 低回転(2,000 rpm)の運転騒音の熟練工による官能評価
計器評価	1 歯面かみ合い 2 歯面かみ合い	時間軸波形による解析評価

歯車単品全数検査+ユニット全数評価を行うのが、打こんの付いた歯車が組み込まれたユニットを流出させない最上の組み合わせであることは自明であるが、実際の検査システムを構築する際には、省人化を含めた投資コストと評価精度の高精度化とを考慮する必要がある。前節までに検討し技術開発してきた結果を総合的に考えると、ギヤスピーダは精度に優れており投資コストが低い、省人化が不可能のために経費が増大する。コスト面のみを考えても、2歯面かみ合いテストの方が大量生産においては優位である。また、ユニット評価に対する計器評価はサイクルタイムが増大し(官能評価に比べ約2~3倍)、熟練した官能評価者の正確さには勝てない。したがって、歯車単品評価においては計器評価である2歯面かみ合いテスト(ダブルマスタギヤ付き2歯面かみ合い装置)を採用し、ユニット評価においては官能評価と組み合わせるのが最良のシステムであると考えられる。

2-6. 打こん除去工法の比較と新工法開発

歯面に打こんが発生した歯車を修正するには幾つかの方法がある。そのなかで最も原始的な方法は、図2-2に示したようにハンドラップや三角と(砥)石でこすり落とす方法である。あるいはハンドグラインダで落とす方法もある。これらの方法は省人不可能である。

打こん除去は、一般に焼き入れ後に行われる。工法としては、従来、外歯歯車同士のかみ合い、すなわち外歯歯車であるワークギヤとねじ歯車方式^{脚注1}でかみ合う外歯歯車をと石で作成してかみ合わせることににより、歯面上にある突起を削除する方式のギヤホーニング工法が一般に行われていた。しかし、この方式の歯面仕上げ法は、歯車歯面の幾何学形状を劣化させるというマイナス面を持つ問題があった。そこで、新たにギヤバニシング装

^{脚注1} かみ合う一対の円筒歯車の軸は一般に平行であるが、ねじ歯車とは、そのかみ合う歯車軸が軸交差角を有しているもの。

置を開発し、この装置により、歯面をバニシ仕上げする歯車の量産テストを行い、その効果を検討する。さらに、内歯車のと石とねじ歯車方式でかみ合わせるギヤホーニングを行うシステムのテストも行い、これら新たな加工システムの効果を比較検討する。

2-6-1. 外歯かみ合いギヤホーニング

ギヤホーニングは、原理的にはギヤシェービングと同じねじ歯車のかみ合いで、バックラッシなしで工具とワークギヤをかみ合わせる方式である。シェービングカッタの代わりにギヤホーニングと石を使用し、ホーン歯車工具とワークギヤを押し付けながら、工具歯車を駆動回転させ、ワークギヤをその軸方向にフィードさせる、いわゆるシェービング加工ではコンベンショナルカットに相当する加工を行う。

そこで、まず浸炭焼き入れ後、歯先に86μmの高さの打こんが付いた歯車を用い、この加工法による打こんの修正能力テストを行った。図2-33に示すように、打こんを除去できるまでホーニングサイクルを繰り返すと歯形をこわすことになり、従来から指摘されているこの加工法の問題点が確認された。したがって、この加工法は打こん除去工法としては採用できない。この加工法の有用な利用法は、打こんの除去ではなく、歯面形状が劣化しない程度に軽くホーニングをかけることにより、歯面粗さを向上させるのが本来の目的であると考えるべきである。

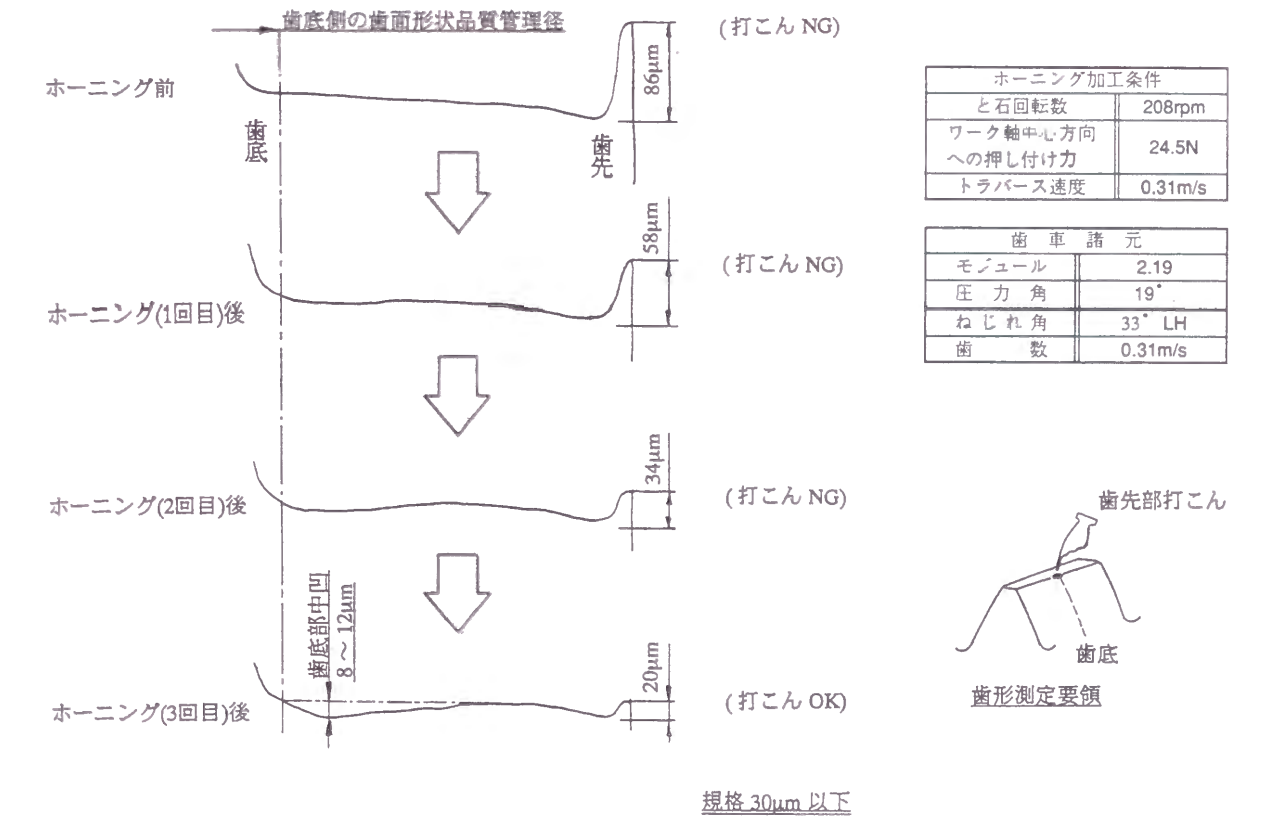


図 2-33. 外歯かみ合いギヤホーニングによる
ホーニング回数と打こん除去力テスト結果

2-6-2. 内歯かみ合いギヤホーニング

これは、フェスラーによって開発された工法^[19]で、図2-34に示すように、と石を内歯にしてねじ歯車のかみ合いでワークギヤとバックラッシなしでかみ合わせる方式である。ホーン内歯工具とワークギヤを押し付けながら、工具歯車を駆動回転させるという、シェービング加工ではプランジカットに相当する加工を行う。内歯と石のドレッシングと歯形・歯筋修整は、ワークギヤとまったく同一諸元でかつ求める歯面形状を持ったダイヤモンドコーティングドレッシングギヤをワークギヤの代わりに設置して、内歯ねじ歯車工具のと石面に形状を転写することにより行う。

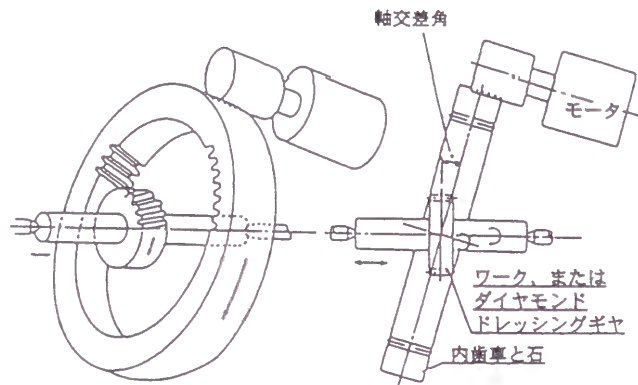


図2-34. 内歯かみ合い方式ギヤホーニングの構造概略図

図2-35の左図に示すように、内歯かみ合い方式と外歯かみ合い方式とでは、表歯面・裏歯面のかみ合い長が存在している全幅、すなわち、かみ合い領域AA'の長さが異なる。乗用車用歯車の加工においては、前者の方が後者より40%程度広くなるために、

	かみ合い領域	と石の歯の形状
内歯かみ合い方式		 と石の歯の強度大
外歯かみ合い方式		 と石の歯の強度小
	内歯かみ合いは 外歯かみ合いに比べ40%UP	内歯かみ合いは 外歯かみ合いに比べ60%UP

図2-35. 内歯かみ合い方式と外歯かみ合い方式の違い

同時かみ合い歯数が多く、したがってかみ合いの進行に伴う同時かみ合い歯数の変動の程度と歯面荷重による歯の曲げ変位量の変動が小さく、歯形修正能力が向上する。また、図2-35の右図に示すように、と石の曲げ強度に寄与する歯元厚さは前者の方が後者より60%厚くなることにより、と石の歯の剛性が向上し、本論文で取り扱っている“やわい歯”の歯車の加工に対しては、と石の破損等が少なくなる。

内歯かみ合い方式ギヤホーニングによる打こん除去力テストを行った結果を図2-36に示す。この歯形曲線は、打こんの付いた歯を歯幅方向に1mmごとに12箇所、加工前後で同一箇所を測定した結果である。歯形方向に高さ120μmの打こんの付いたリングギヤのホーニング加工を行ったが、完全に打こんが除去されている。

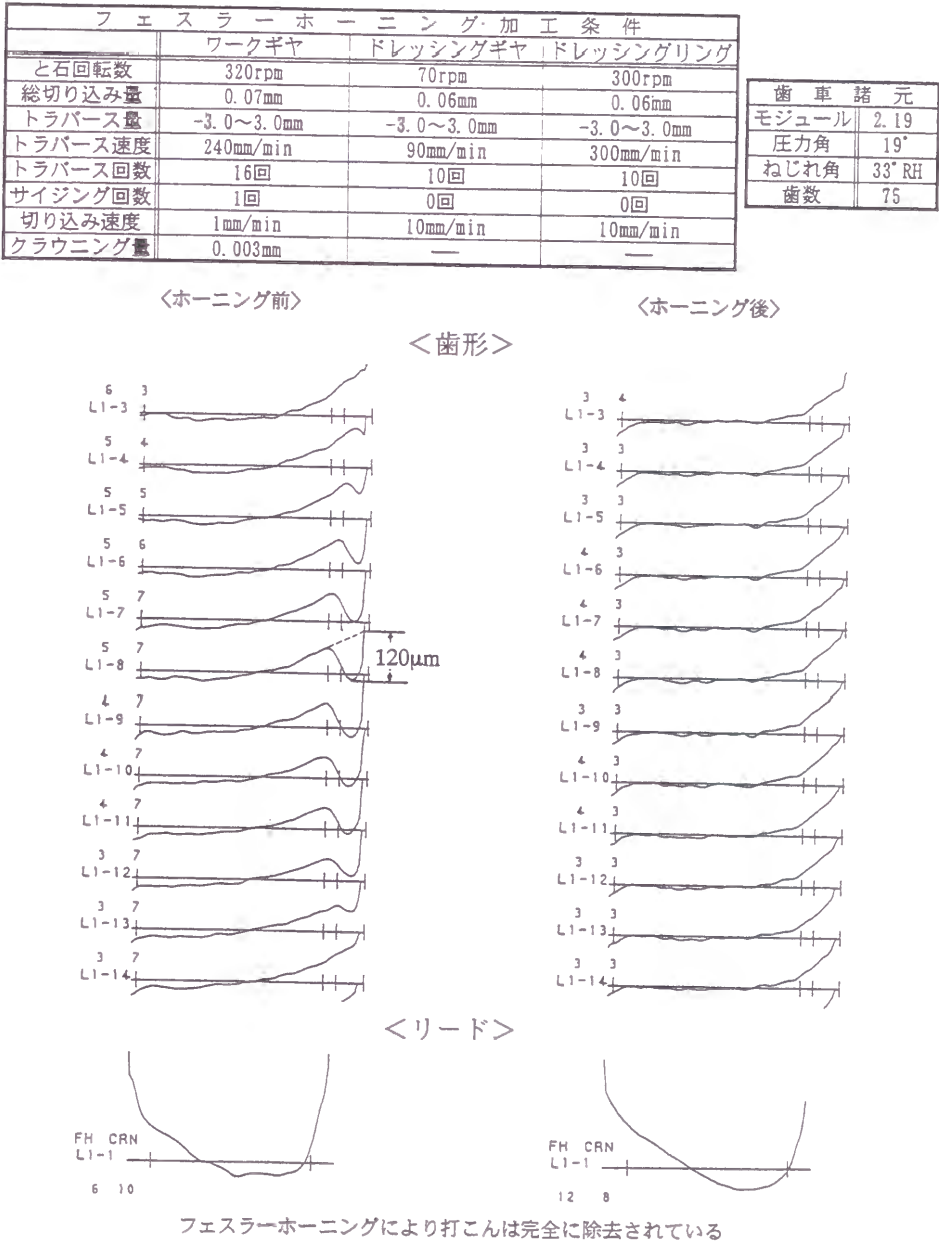


図2-36. 内歯かみ合い方式ギヤホーニングによる打こん除去能力テスト結果

2-6-3. ギヤバニシング工法

ギヤバニシング工法とは、歯面に TiN^{脚注1} コーティングされた歯車形工具、または超硬合金で造られた歯車形工具を、ワークギヤとバックラッシなしで平行軸で、あるいは、ねじ歯車状態でかみ合わせ、回転と押し付けによって、バリ・打こんを塑性変形させて除去する工法である。

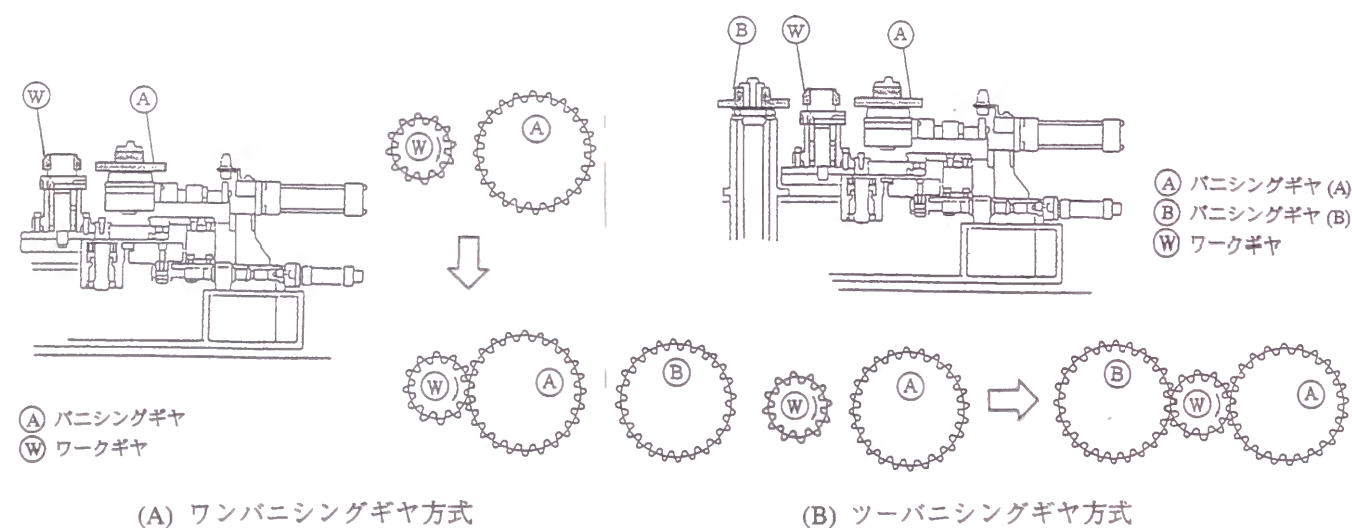


図2-37. 従来のギヤバニシング装置構造図

従来の歯車用バニシング装置の構造の一例を図2-37に示す。この装置では1個もしくは2個のバニシングギヤ工具を使用し、この工具に圧力角修正・ねじれ角修正等を与えていなかったために、完全にはバリ・かえりを除去できなかった。この欠点を除くため、図2-38に示すように、最終かみ合いで3個のバニシングギヤの中心にワークギヤを持ち込んだ構造のバニシング装置を開発した。

新たに開発した装置の、従来機に対する技術上の優位点は以下のとおりである。

すなわち、それぞれのバニシングギヤの回転中心を結ぶ△ABCは正三角形となり、その中心にワークギヤがセットされる。よって、力学的にワークギヤは自動調心された中心位置にとどまることとなり、非常に安定した状態でワークギヤのバニシングが可能となる。しかも、A、Bの2個のバニシングギヤの中心位置は固定されているので、Cギヤの押し付けのみでワークギヤに均等の力がかかる。しかも、それぞれのバニシングギヤに『大圧力角』・『弱ねじれ角』・『強ねじれ角』の歯面形状修正を与えているので、歯先部、歯端面部の最もバリや打こんの生じやすい箇所をバニシングできる。

図2-39は本装置の外観を示している。中央にあるのがワークギヤで、手前側の2個の歯車と奥の歯車がTiNコーティングされたバニシングギヤである。図2-40は、本装置の作動開始する前のワークギヤがない状態での詳細構造を示している。図2-41に示すバニシング装置の各動作段階の、その動作順を段階的に説明すると以下の通りである。

脚注1 TiN: 窒化チタニウム

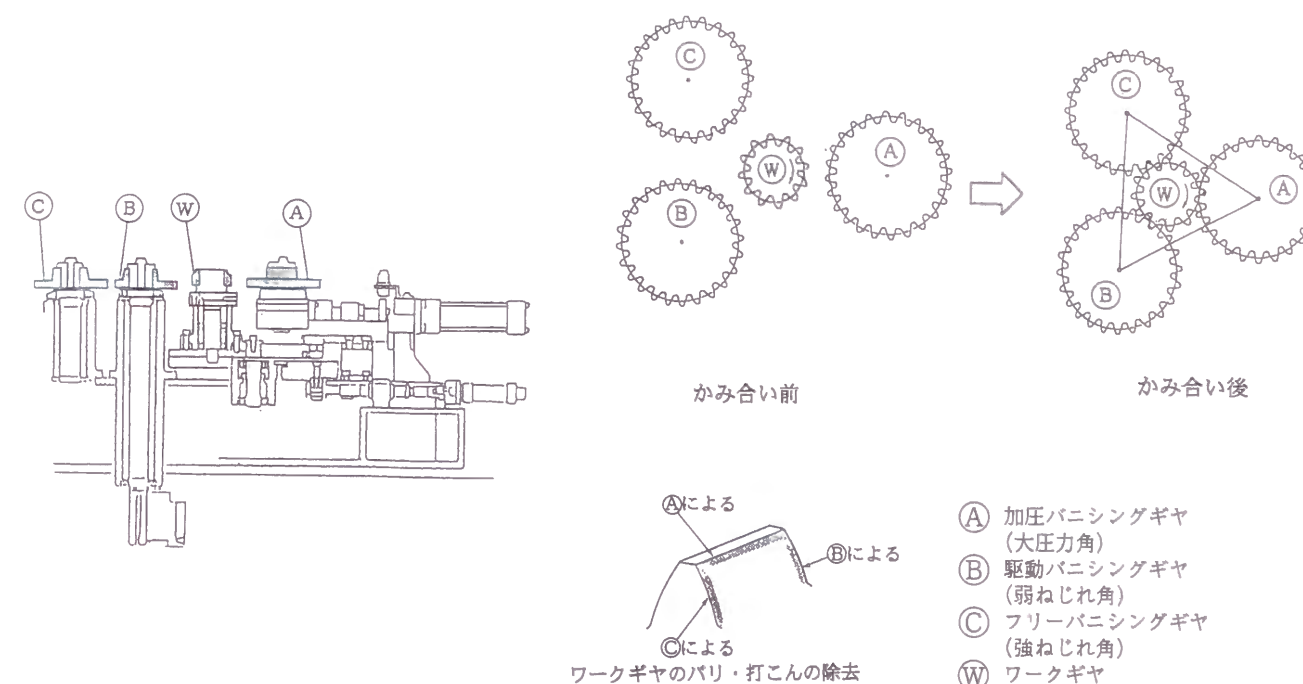


図2-38. ギヤバニシング装置と概略構造図



図2-39. ギヤバニシング装置外観写真

〔第1動作段階〕

まず、ワークアークにワークギヤを入れ、ワーク移動シリンダで移動台が前進すると、アームが固定金具を離れ、スプリングにより図2-41(a)のようにワークギヤは駆動バニシングギヤの方向を向く。

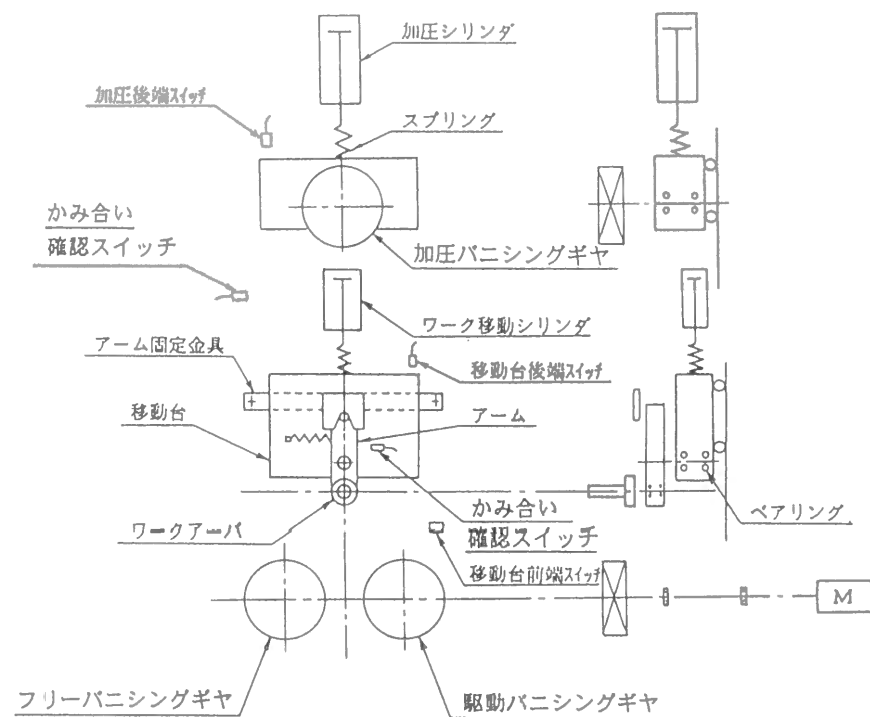


図 2-40. ギヤバニシング装置構造図

〔第 2 動作段階〕

移動台の前進がさらに進むと、図 2-41 (b)に示すように駆動バニシングギヤにワークがかみ合い、バニシングギヤは回転を始める。回転方向は、ワークがアームに押し付けられる方向とする。

〔第 3 動作段階〕

さらに前進すると、駆動バニシングギヤに沿ってワークが移動し、図 2-41 (c)に示すようにフリーバニシングギヤにかみ合う。

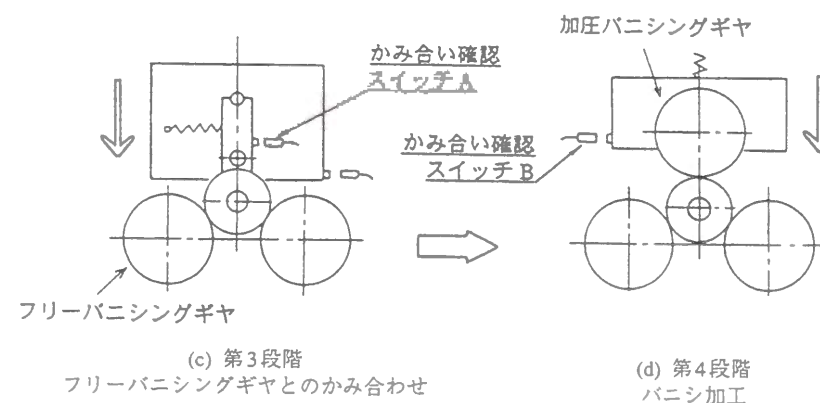
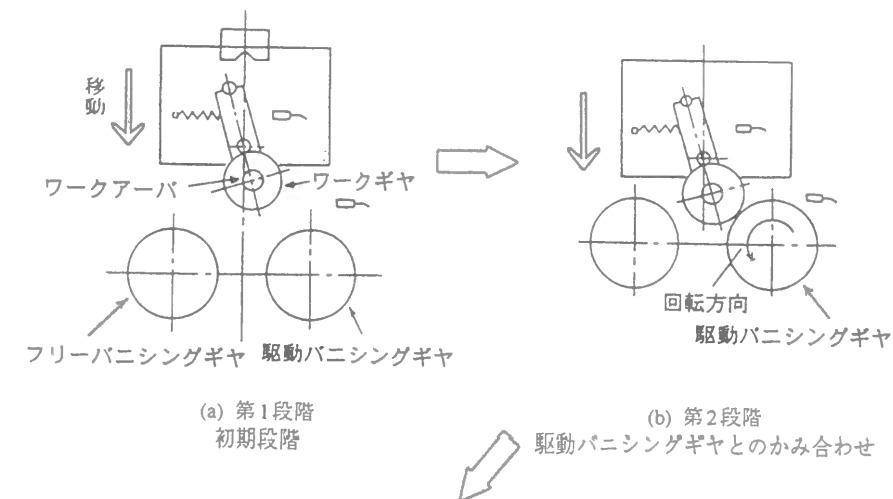
〔第 4 動作段階〕

移動台前進端とかみ合い確認スイッチ A が作動すると、加圧シリンダにより加圧バニシングギヤが前進し、かみ合い確認スイッチ B で加圧シリンダが一時停止する。スイッチ確認後、再度加圧シリンダが前進し、加圧バニシングギヤが回転しながらワークの中心に向かって押し付け圧力を加える。

シリンダの前に付いているスプリングは、初期かみ合い時における加圧シリンダ力を直接ワークにかけないように、加圧中はスプリングを介せず加圧シリンダが直接加圧を行う。

〔第 5 動作段階〕

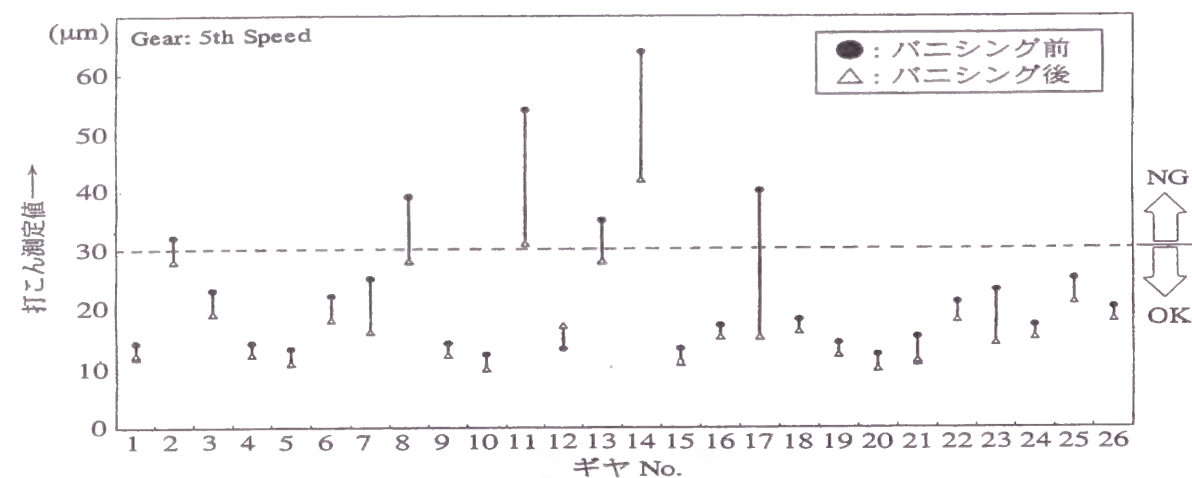
加圧が終了すると、加圧シリンダが加圧後端スイッチまで後退後、ワーク移動シリンダによって移動台が後退する。後退後、手前でアーム固定金具にワークを把持しているアームが固定される。



(c) 第 3 段階
フリーバニシングギヤとのかみ合わせ

(d) 第 4 段階
バニシング加工

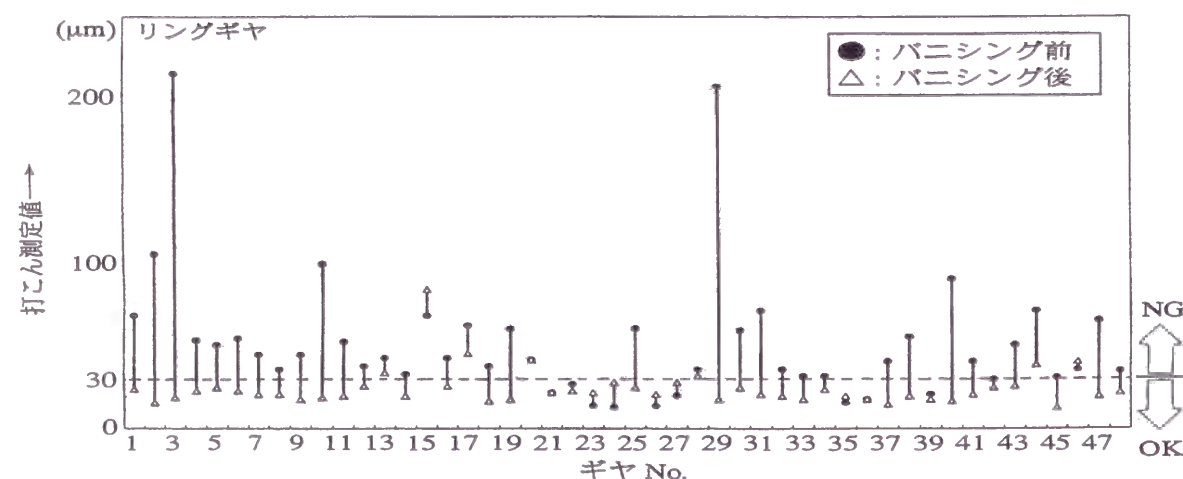
図 2-41. ギヤバニシング装置動作図



	ワークギヤ	バニシングギヤ		
		大圧力角	弱ねじれ角	強ねじれ角
モジュール	1.7	1.7	1.7	1.7
圧力角	17° 30'	19°	17° 30'	17° 30'
ねじれ角	28°	28°	27° 50'	28° 10'
歯数	32	74	74	74

(回転数: 33rpm
ワーク軸中心方向への押し付け圧力: 10kgf/cm² (980.7kPa)
加圧シリンダ径: 40mm)

図 2-4 2. ギヤバニシング打こん除去力テスト結果



	ワークギヤ	バニシングギヤ		
		大圧力角	弱ねじれ角	強ねじれ角
モジュール	2.19	2.19	2.19413	2.18585
圧力角	19°	20° 30'	19° 02'	18° 58'
ねじれ角	28°	28°	27° 50'	28° 10'
歯数	75	63	63	63

(回転数: 191rpm
ワーク軸中心方向への押し付け圧力: 16kgf/cm² (1569kPa)
加圧シリンダ径: 40mm)

図 2-4 3. ギヤバニシング打こん除去力テスト結果

本装置を使用して、一つは Gear: 5th Speed と称される、ユニットの中で最小の歯車、もう一つは最大の歯車であるリングギヤに対して、バリ・打こん除去効果テストを行った。

バニシングギヤには TiN コーティングを施している。バニシングギヤの回転数は、Gear: 5th Speed に対しては 33 rpm、リングギヤに対しては 191 rpm である。図 2-4 1 に示した加圧バニシングギヤによるワークギヤに対するワーク軸中心方向への押し付け圧力は、Gear: 5th Speed に対しては 10 kgf/cm² (980.7kPa) (加圧シリンダ径: 40mm)、リングギヤに対しては 16 kgf/cm² (1569kPa) (加圧シリンダ径: 40mm) である。

加工テスト数は、Gear: 5th Speed が 26 個、リングギヤが 48 個である。

バニシングを行う前と後で、それぞれ同一の 2 歯面かみ合い試験機による打こんの測定値の比較を行った結果を図 2-4 2、図 2-4 3 に示す。それぞれのテストピースには Gear: 5th Speed に 1~26、リングギヤに 1~48 の番号を付けており、この番号を図の横軸にとっている。縦軸にはバニシング前後の 2 歯面かみ合い試験結果出力の打こん値(図 2-1 1 参照)をとり、バニシングの効果を示している。これらの結果をまとめると、表 2-8 に示すようになる。

表 2-8. バニシングギヤによるバリ・打こん除去効果テスト結果

対称ギヤ	テスト数	最大除去量	平均除去量	打こん判定値 30 μm に対する合格率		向上率
				加工前	加工後	
Gear: 5th Speed	26	25 μm	6 μm	73%	92%	26%
リングギヤ	48	195 μm	28 μm	21%	85%	305%

リングギヤにおいて効果が顕著であるが、これは、押し付け圧力を高く設定していたためであると考えられる。リングギヤは剛性が大きく、押し付け圧力を高くしても変形する恐れがないため、このような設定が可能である。

リングギヤに対しては、TiN コーティングを施したバニシングギヤではコーティングのはく離等による工具寿命低下をきたすので、CBN コーティングを施したバニシングギヤを開発した。

この CBN コーティングは、『大圧力角』のバニシングギヤのみを全面処理し、『弱ねじれ角』『強ねじれ角』のバニシングギヤは、歯面中央部をマスキングして両端部にのみ CBN コーティングしている。これは、打こん発生箇所の歯先と両端にのみ CBN コーティングバニシングギヤを接触させて、押しつぶすことより研削することに重点をおいたことと、3 個のバニシングギヤを、マスキングせず歯面全面を CBN コーティングすると、バニシングギヤを押し付けるとの歯面形状を破壊してしまい、品質低下をきたすからである。この CBN コーティングバニシングギヤの効果を確認するために、TiN コーティングバニシングギヤを用いて 4 回バニシングを行っても打こんが 30 μm 以下に収まらなかったリングギヤ 7 個を用いて、打こん除去効果確認テストを行った。その結果を図 2-4 4 に示す。

図 2-4 2、図 2-4 3 の場合と同様にテストピースに 1~7 の番号を付けてあり、この番号を図の横軸にとっている。縦軸には TiN コーティングバニシングギヤによる 4 回

のバニシング後、および、CBN コーティングバニシングギヤによるバニシング後の、2 歯面かみ合い試験結果出力の打こん値をとり、バニシングの効果を示している。これらの結果をまとめると、表 2－9 に示すようになる。

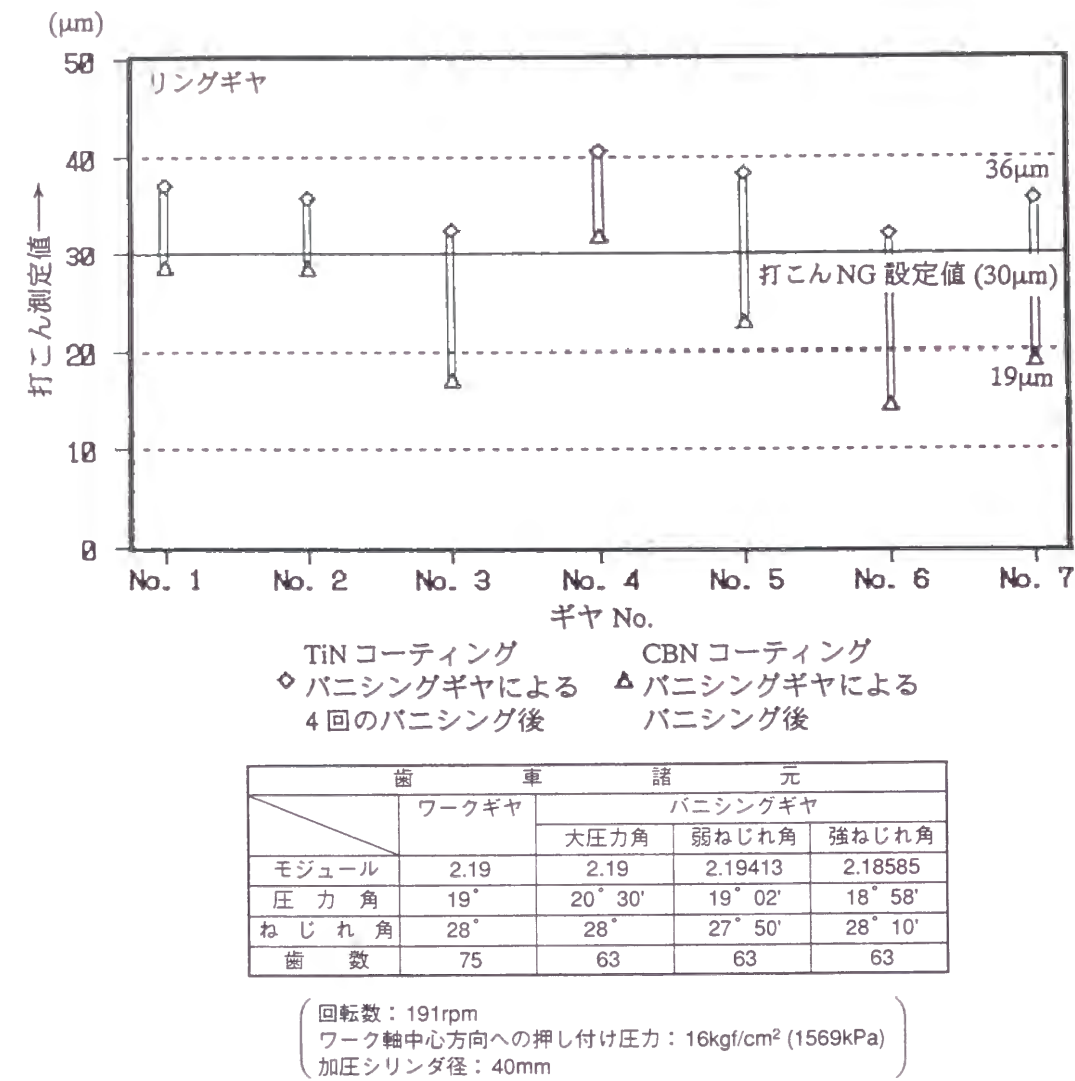


図 2－4 4．CBN コーティングギヤバニシング打こん除去力テスト結果

表 2－9．CBN コーティングバニシングギヤによる
打こん除去効果確認テスト結果

対称ギヤ	テスト数	最大除去量	平均除去量
リングギヤ	7	17 μ m	13 μ m

一つの軸に歯車が 3～5 個付いている部品、いわゆるクラスタギヤと称せられる歯車に対するバニシング装置も加工工程内で必要である。前節の図 2－4 0 に示した構造の装置ではこのような歯車を加工することはできないので、新たにクラスタギヤ用バニシング装置を開発した。原理的には上述のギヤバニシングと同じであるが、装置の構造は、

図 2－4 5 に示すようにかなり大がかりになる。クラスタギヤに付いている 5 個の歯車を順番に各ステーションで加工していく方式である。5 つのステーションで同時加工を行うために、サイクルタイムは従来の単独歯車のバニシングと同じ(0.5 分～1.0 分)である。

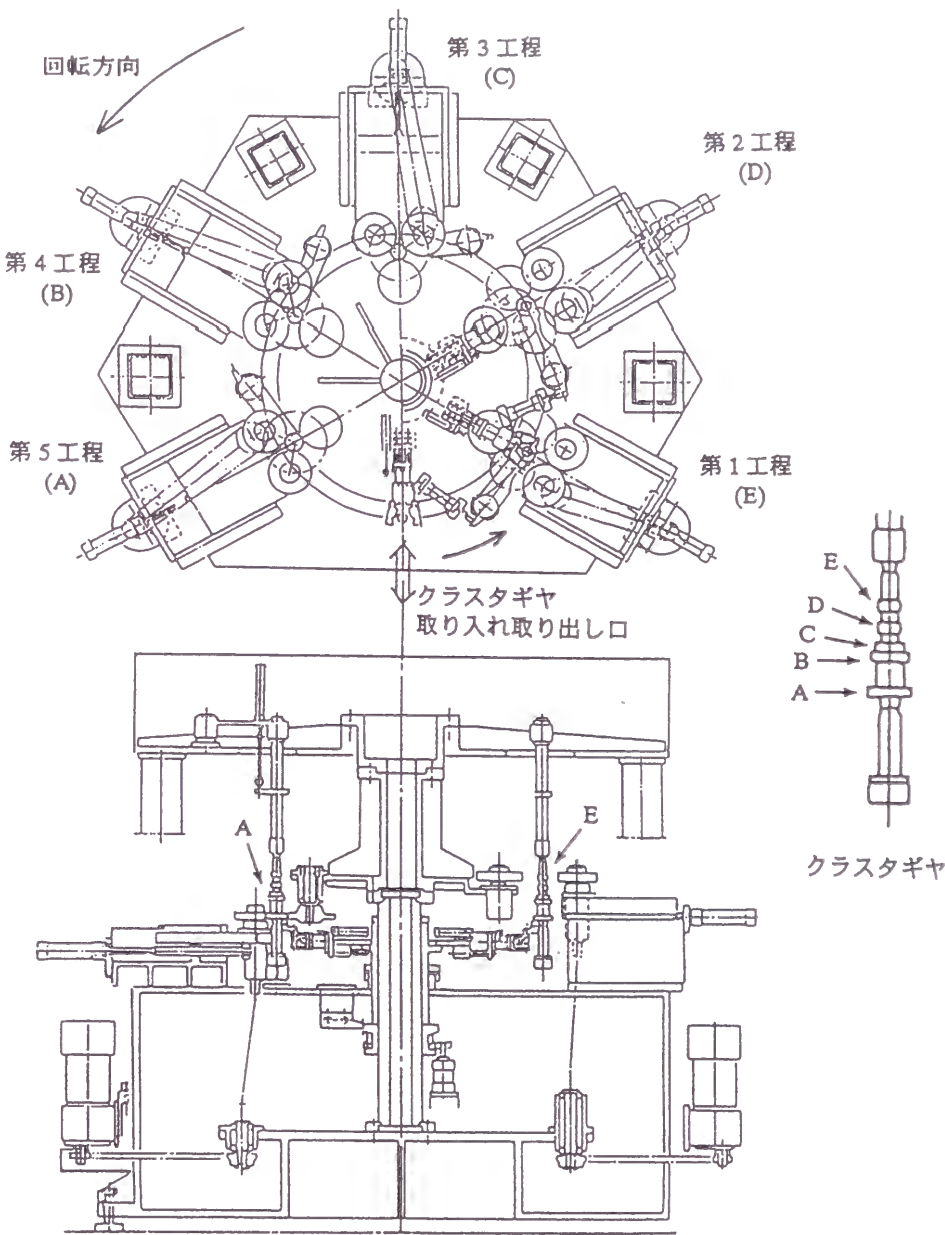


図 2－4 5．クラスタギヤ用ギヤバニシング装置

2－6－4．打こん除去工法比較

いままで述べてきた打こん除去工法 5 種類の、打こん除去能力と加工コストを多くの量産テストや経験によって比較算出を行った。結果を、外歯かみ合いギヤホーニング工法の場合の打こん除去能力、加工コストを共に 1.0 として、表 2－1 0 に示す。打こん除去能

力 100%は、ハンドラッピングと内歯かみ合いギヤホーニングの 2 種類のみである。この結果からみると、TiN コーティングギヤバニシングが、打こん除去能力は 100%ではないが、大量生産の場合においてはコストと除去能力とのバランスを考えると最上であると考えられる。

表 2－10．打こん除去工法比較

	ハンド ラッピング	外歯かみ合い ギヤホーニング	内歯かみ合い ギヤホーニング	TiN コーティング ギヤバニシング	CBN コーティング ギヤバニシング
打こん除去能力	3.0	1.0	3.0	2.0	2.5
加工コスト	3.0	1.0	2.5	0.5	1.5

2－7． 結言

歯車製造現場においては、製品に対する客先の信用失墜を避けるために、打音を発するユニットが市場に絶対に出荷されないようにしなくてはならない。そのためには、打こんの発生過程における突発性と発生状況に再現性のないことから考え、打こんに対する全数検査工程を歯車単品・ユニット・車両の各製造工程において設けねばならない。

本章において検討した打こんに対する発生原因解析、発生源技術対策、検知技術開発、除去工法開発について、それぞれその技術上の効果とコストを考慮してまとめると、下記のようになる。

(1)打こん発生原因

打こんは歯車と歯車やその他の物体との衝突により発生する。打音の原因となる有害な打こんはかみ合い歯面上に発生するもののみである。シェービング前工程での打こんはすべてシェービング加工によって除去可能であるので、シェービング加工後に発生する打こんのみが打音を発生させる要因となる。

(2)打こん発生源対策

打こんの発生そのものを減少させるには、以下の処置が有効である。
①歯面に発生する外径角(かど)部 C 面取り量(d)と歯先面取り量(A)と歯端面取り量(B)が下記不等式を満足させるように設定する。

$$d < \sqrt{2} \cdot (A + B)$$

②完成品歯車品質に対して有害な打こんを付けないために、シェービング加工後の歯車の加工機からのアンローディング・搬送時に、ワークストックに対して歯車を衝突させないように、また、衝突する相手物体を可能な限り軟質のものとする(例: 6-6 ナイロン、ウレタン樹脂、真鍮、硬質ゴム等)。

(3)打こん検知法

歯車単品全数検査とユニット全数検査とが必要である。歯車の大量生産下においては、下記組み合わせが打こん検知に対する検知力、コストの両面から最良の方法であることが判明した。

- ①開発したダブルマスタギヤ付き 2 歯面かみ合い装置を使用して歯車単品を全数検査し、打こんを検知する。
- ②従来からの、熟練工による防音室内での官能検査法を依然として採用し、ユニット全数を検査する。

(4)打こん除去工法

“やわい歯”の歯車の大量生産に対して打こんを除去するため、開発したギヤバニシング装置がコストと打こん除去力のバランスの面で最適である。但し、0.3mm 以上の打こんの完全除去は本装置の能力を越えるものであり、ハードギヤマシニングか人の手によるハンドラッピングのいずれかが必要である。

第3章 ギヤノイズ低減法に関する研究

3-1. 緒言

ギヤノイズの発生する原因は、多数の論文に記されているように、歯車回転中に起きる伝達力の動的な変動であり、これが起振力となって、歯車の回転方向および軸方向に振動を発生させ、それが音に変換される。

自動車用変速機のギヤノイズの種類は大きく3つに分類される。すなわち、図3-1に示すように、打こんにより発生する『打音』、エンジンや動力系の回転むらあるいはトルク変動と歯車のバックラッシュにより発生する『ラトルノイズ』、および、ある特定の運転走行条件により発生する『ギヤノイズ』である。また、ギヤノイズは異音とかみ合いノイズとに分けられる。

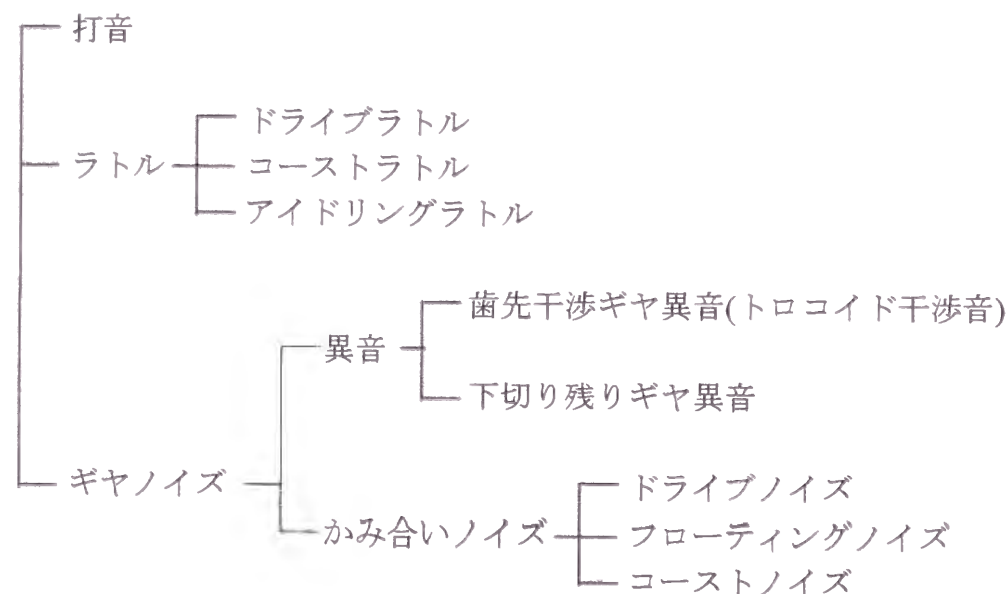


図3-1. 自動車変速機のギヤノイズの種類

打音は第2章で取り上げているので、本章ではギヤノイズについて、特にかみ合いノイズについて、設計面と加工面から論ずる。また異音は突発性のもので、ほとんどが加工上に原因を有する問題として発生するので、加工面からの解析と、その対策を論じることとする。

ラトルノイズ発生は、エンジンの回転むら(特にディーゼルエンジン搭載車)とギヤバックラッシュの過大による場合がほとんどである。バックラッシュをつめるためには、同一歯数の板状歯車をトーションスプリングでドライブ側歯面に押し付ける方法と、歯数を1枚増加させた板状歯車(バックラッシュエリミネータ)を付ける方法が知られており、ラトルノイズ対策としてすでに効果を上げている。したがって、この方法については本論文では取り扱わないこととする。

大量生産工場においてギヤノイズ低減を図るには、ギヤディベロップ^{脚注1}と加工精度の向上およびその維持管理対策が重要なことは述べるまでもないが、それと同じく重要なのがギヤノイズの的確な評価方法の確立である。もしギヤノイズの判定に再現性がなかったり、また、良品を不良品と評価したり、あるいはその逆の評価をしたりすれば、ギヤディベロップによるギヤノイズ対策は全く効果を現すことができない。

自動車変速機歯車は、ほとんどシェービング加工を最終仕上げ加工としているので、シェービング加工された歯車同士のかみ合いについて考察する。

かみ合う各歯車の歯面は、一般に図3-2に示すように、理論インボリュートヘリコイド面に対し、やや凸状(リードクラウニング等による)のふくらみを持っている。インボリュートはすば歯車のかみ合いを考えると、駆動歯車歯面上の点aと従動歯車の点a'との接触からかみ合いが始まり、点b、点b'の接触でかみ合いが終了する。この歯面が上述のようなふくらみを持っている場合には、接触線が歯面上に斜めに、歯面のふくらみ部の方向がクロスするようにかみ合う。

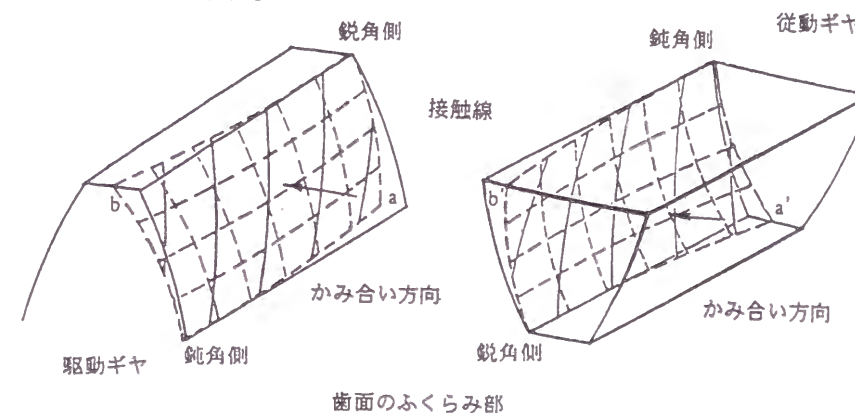


図3-2. かみ合う各歯車の歯面

かみ合い始めで点aが点a'に接触するためには、理論的に正しい歯形を持つ歯車の回転角より駆動軸が余計に回転することが必要である(図3-3参照)。かみ合いが進行するにたが、回転角は徐々に理論値に近づく。

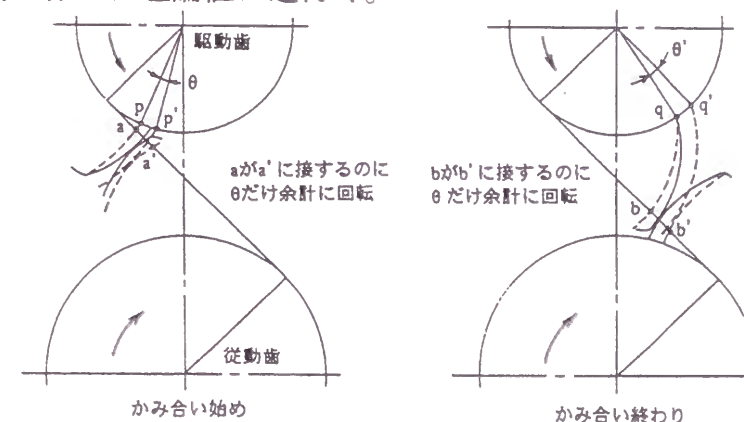


図3-3. 歯車のかみ合い

脚注1 ギヤノイズを減少させるため、理論インボリュートヘリコイド曲面の形状を若干(1~20 μm)量修整することをいう。通常ねじれ角・圧力角を若干変更して対処することが多い。

しかし、この間の幾何学的接触線上の歯面形状誤差をみると、図3-4に示すように、お互いにエッジコンタクトするような誤差を持っている。このため、歯車の支持にすき間があり、歯車は接触線上で広く当たろうとする時、この歯の対には傾いてかみ合うようなトルクが働く。さらにかみ合いが進むと、かみ合い区間の中央で回転角の変化はなくなり、このトルクもなくなる。その区間を過ぎると回転角の変化はまた大きくなり、歯には逆方向のトルクが働く。

複数の歯が同時にかみ合うときには、このような変動力が歯車を含む振動系により、変動され、総合されてくる。

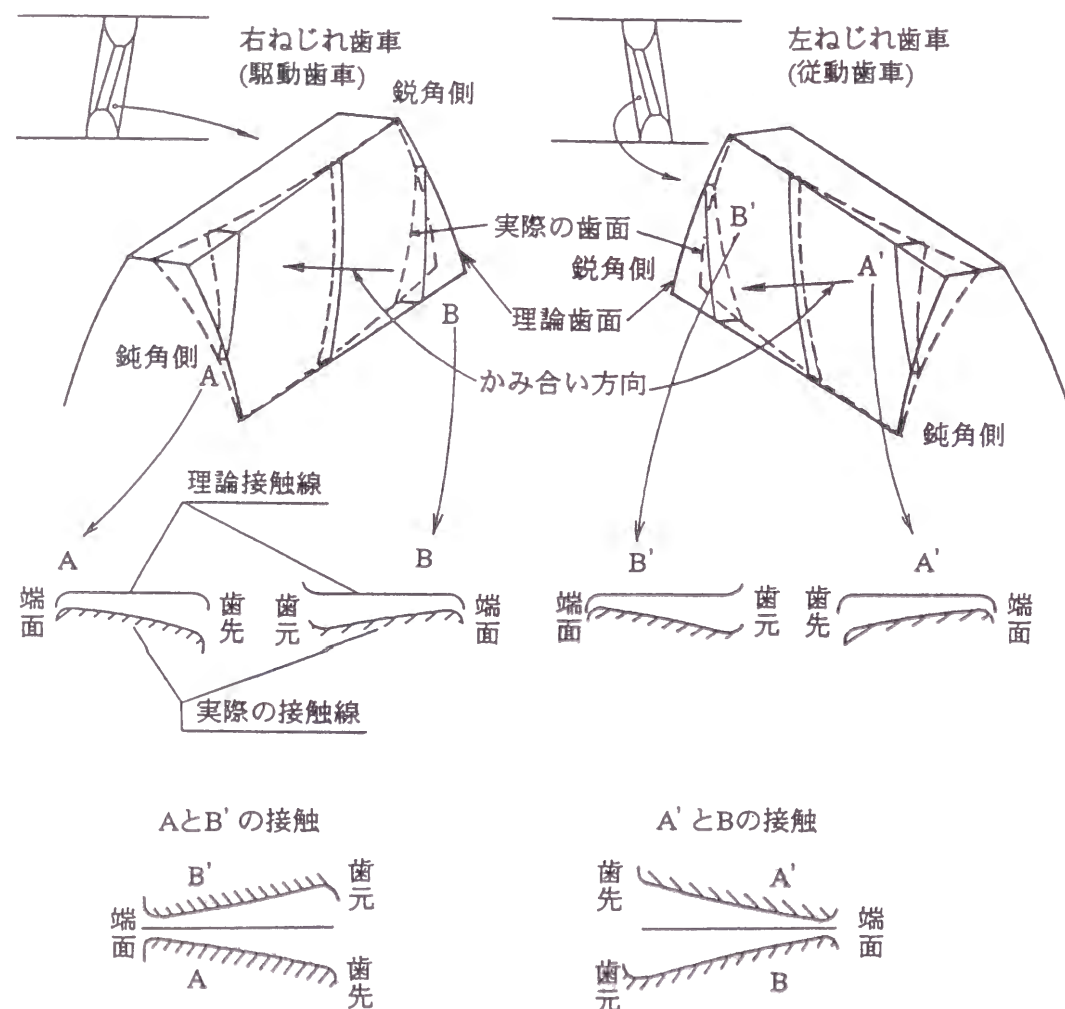


図3-4. かみ合い進行中の接触線上での歯面形状誤差の変化

以上のように、シェービング加工された歯車同士のかみ合いでは、

回転角速度の変化 → 回転方向振動
 回転中の歯車軸の傾斜変化 → 軸の平行度が狂う方向の振動

が現れる。

上記二つの振動がギヤノイズに変換される。

したがって、一般的にギヤノイズ低減のためには、

- ①発生源たる歯車の回転方向振動・軸の平行度の狂いによる振動を歯車設計面・加工面からいかに少なくするか
- ②防音・防振対策であるケース剛性・遮音対策

の二つの基本的な方法が挙げられる。

3-2. ギヤかみ合いノイズ発生要因解析とその対策

ギヤノイズの発生要因として『生まれ』(歯車設計)によるものと『育ち』(歯車加工品質)によるものがある。ギヤノイズは生産工場での量産開始段階、またはそれ以前の研究試作・生産試作・量産試作段階から発生し、それらは、ギヤディベロップ(歯面修整)も歯当たりより判断して適正、歯車精度も良好(DIN 8 級)な場合は、設計上に起因する場合がほとんどである。この一例には、かみ合い率の値による場合と、軸直角かみ合い率と重なりかみ合い率とのバランスによる場合とがある。

加工上の問題としては、慢性的な問題と、突発的な問題とがある。突発的な問題としては、箱ものの精度不良や歯車精度不良等によるが、慢性的な問題としては、ギヤディベロップの非適合による場合が多い。すなわち慢性的なギヤノイズ問題が発生している中で、量産品のギヤノイズ平均点を向上させるのがギヤディベロップの最適化であり、そのばらつきを少なくするのが加工精度の高精度化である。無論ケースやマウンティング等の防音・防振性もばらつきや平均点向上に大きく寄与する。

3-2-1. 歯車諸元に対する設計要因解析とその対策

歯車設計での基本的な諸元は、中心距離・ギヤ比・歯幅であるが、これら3諸元はエンジン動力特性・車両サイズ等によりおのずから決定されるものである。

それら3諸元が決定されている中で、歯車強度である曲げ強度・面圧強度より歯車諸元の詳細を決定していくが、その中で正面かみ合い率と重なりかみ合い率をどのように設定するかがギヤノイズについては重要な要素となる。

設計図面で与えられた歯車諸元がギヤノイズに直接影響を持っているとすると、諸元上、ギヤノイズ発生に鈍感な歯車を設計することにより、加工精度が少々ばらついてもよい歯車が製作できることになる。

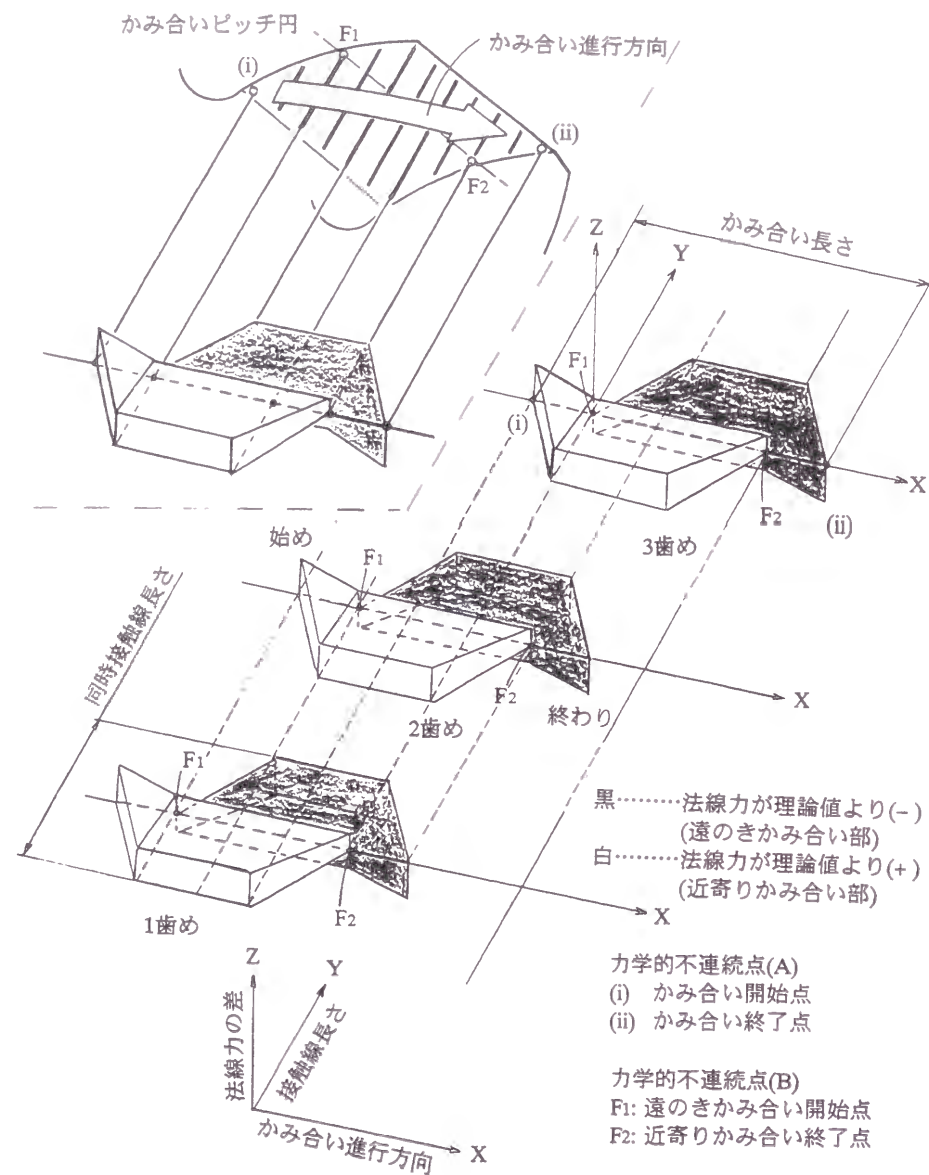


図 3-5. かみ合い進行中の法線力
(はすば歯車駆動歯)

いま、歯車とケースの精度が正しく出ているとして、誤差ゼロの歯車の諸元だけの関数として起振力が発生する要因を考えてみる。1 歯がかみ合い始めてからかみ合い終わるまでに歯面にかかる力が変化する要因として、次の 3 つが考えられる。

- ① かみ合い開始点およびかみ合い終了点での負荷変化
(図 3-5 参照、 $F_1 \cdot F_2$ では突然歯に力が加わるか、なくなる)
- ② かみ合いピッチ点、すなわち遠のきかみ合い開始点および近寄りかみ合い終了点での負荷変化(図 3-5 参照、 $F_1 \cdot F_2$ では歯面摩擦力の方向が逆転することにより不連続になる)
- ③ 同時にかみ合っている幾つかの歯の接触線の長さの和がかみ合い進行により変化していくこと

本論文の展開にあたって下記の 2 点の仮定を設ける。

- ① 歯のかみ合い理論を幾何学的に考える場合には、歯のたわみを考慮しない。
- ② 歯のこわさの変化による振動起振力と歯車誤差による起振力は一次独立である。

ギヤノイズ対策のため、歯車設計諸元の決定において従来とられている手段の一つに、歯車対の総合かみ合い率を大きくするための小モジュール化があるが、上記 3 つの要因をふまえ、本論文では理想的な小モジュール歯車の設計と、歯元の曲げ強度の点から小モジュール化しにくい歯車に対する考え方を検討する。

(1) かみ合い開始点、およびかみ合い終了点に対する対処法

図 3-5 は、はすば歯車のかみ合い進行中の接触線長さ、遠のき・近寄りかみ合い長さ、および歯面にかかる力の法線方向成分の関係を、

X 方向: かみ合い長さ

Y 方向: 接触線長さ(遠のきかみ合い部は黒、近寄りかみ合い部は白で示している)

Z 方向: 力の法線方向成分の理論値との差

のように示したものである。

かみ合い開始点(i)においては、歯の歯元部に瞬間的に力の法線方向成分が加わる。また、かみ合い終了点(ii)では歯先部で瞬間的に力の法線方向成分がなくなる。このため、最も力の変化が大きく振動が起こりやすい。したがって、歯車全体の振動を抑えるためにはかみ合い開始時および終了時に、同時にかみ合っている他の歯の接触線長さを大きくして、この歯面法線力の不連続的影響を小さくし、振動を少なくする必要がある。

単に同時接触線長さの和を大きくするのであれば、総合かみ合い率を大きくすればよい。つまり、いままで行われてきた小モジュール・強ねじれ角・大歯幅化で十分対応できるが、さらに、上の観点からの諸元決定が必要である。すなわち、かみ合いピッチ点を同時かみ合い線長さの和が変化しない領域、すなわちかみ合い安定域内にもっていくことが重要となる。

(2) 同時接触線長さの和の変化に対する対処法

同時にかみ合っている幾つかの歯の接触線長さの和の変化量が少ない条件を考える。

通常、自動車用手動変速機歯車設計に広く採用されている諸元を参考にして、次の条件の中で考える。

- ① 重なりかみ合い率(ε_β)1 以上 2 以下
- ② 正面かみ合い率(ε_α)1 以上 2 以下
- ③ 総合かみ合い率(ε_γ)2 以上 4 以下

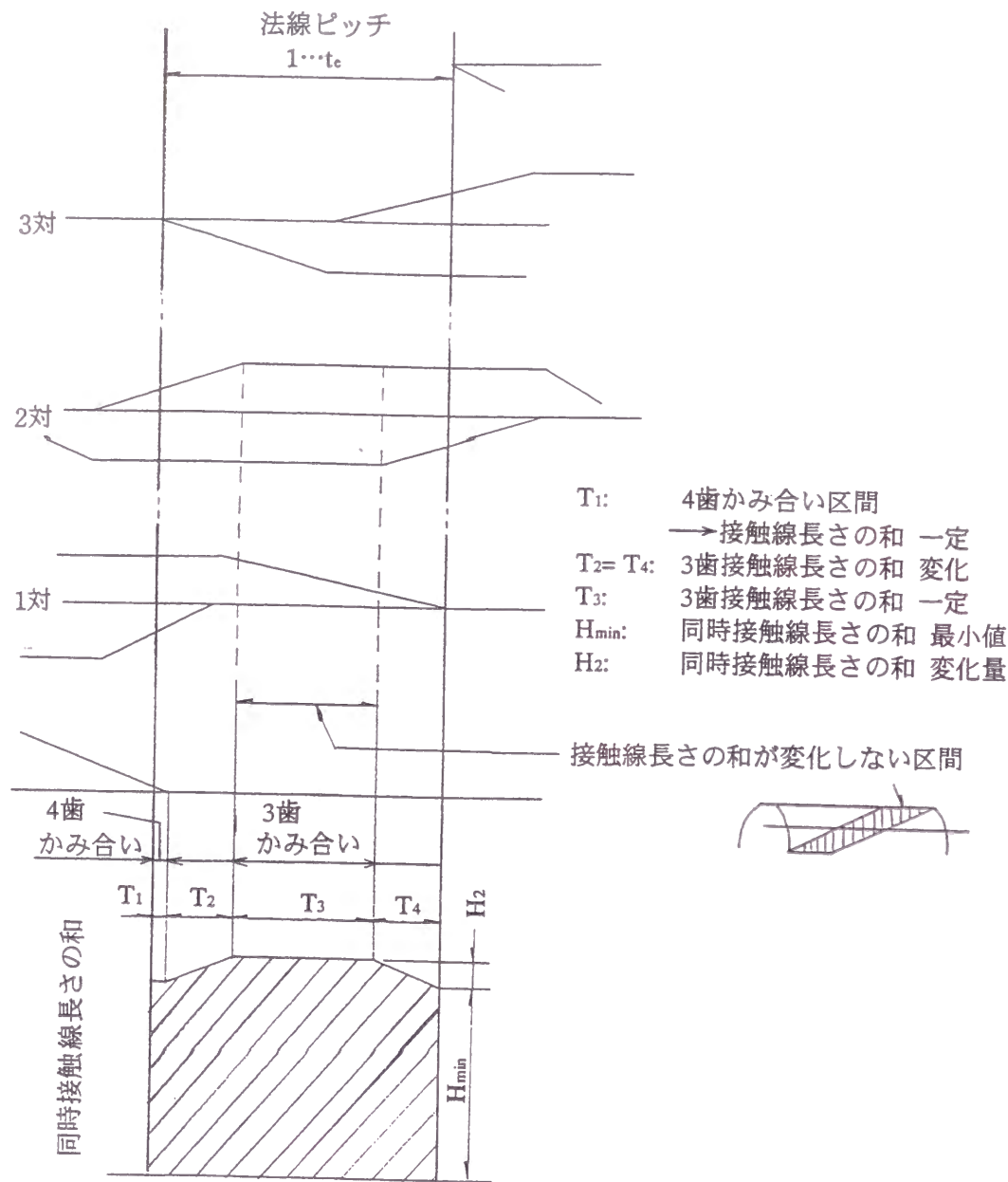


図 3-6. かみ合い進行中の接触線長さの変化

接触線長さの変化周期は 1 歯かみ合い始めから次の歯のかみ合い始めまでの区間(法線ピッチ t_e)である。

図 3-6 は法線ピッチ t_e 区間での同時接触線長さの和の変化を示したものである。同時接触線長さの和が変化しない区間は T_1 と T_3 である。

T_1 ……偶数歯かみ合い区間：1 歯中における長さの変化が他の歯で相殺される同時接触線長さの和の最小値を T_1 とすると、

$$T_1 = |3 - (\varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta)| \text{ すなわち } \begin{cases} 2 < \varepsilon_\gamma \leq 3 \text{ では } 3 - (\varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta) \\ 3 < \varepsilon_\gamma \leq 4 \text{ では } (\varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta) - 3 \end{cases} \dots\dots (3-1)$$

T_3 ……奇数歯かみ合い区間：1 歯の同時接触線長さの和が一定で移動する区間で、偶数歯かみ合いと同様、残りの歯の変化が相殺される同時接触線長さの和の最大値を T_3 とすると、

$$T_3 = |\varepsilon_\beta - \varepsilon_\alpha| \text{ すなわち } \begin{cases} \varepsilon_\beta > \varepsilon_\alpha \text{ では } \varepsilon_\beta - \varepsilon_\alpha \\ \varepsilon_\alpha > \varepsilon_\beta \text{ では } \varepsilon_\alpha - \varepsilon_\beta \end{cases} \dots\dots (3-2)$$

本節でとりあつかう歯車については、条件として、

$$1 \leq \varepsilon_\alpha \leq 2, 1 \leq \varepsilon_\beta \leq 2, 2 < \varepsilon_\gamma < 4$$

と与えてあるので、

$$T = T_1 + T_2 = |3 - (\varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta)| + |\varepsilon_\beta - \varepsilon_\alpha| \dots\dots (3-3)$$

とおけば、

$$0 \leq T \leq 1 \dots\dots (3-4)$$

となり、 T が 1 に近づけば、同時接触線長さの和が一定の区間が長くなる。

式 (3-3) を条件ごとに分けると表 3-1 のようになる。

表 3-1. 同時接触線長さの和が一定となる条件

総合かみ合い率	重なりかみ合い率 正面かみ合い率	T	T を 1 に近づける条件 ($1 \leq \varepsilon_\alpha \leq 2$)
$2 < \varepsilon_\gamma < 3$	$\varepsilon_\beta > \varepsilon_\alpha$	$3 - \varepsilon_\alpha - \varepsilon_\beta + \varepsilon_\beta - \varepsilon_\alpha = 3 - 2\varepsilon_\alpha$	ε_α を 1 に近づける
	$\varepsilon_\beta < \varepsilon_\alpha$	$3 - \varepsilon_\alpha - \varepsilon_\beta + \varepsilon_\alpha - \varepsilon_\beta = 3 - 2\varepsilon_\beta$	ε_β を 1 に近づける
$\varepsilon_\gamma = 3$	$\varepsilon_\beta > \varepsilon_\alpha$	$\varepsilon_\beta - \varepsilon_\alpha$	ε_β を 2 に近づけ、 ε_α を 1 に近づける
	$\varepsilon_\beta < \varepsilon_\alpha$	$\varepsilon_\alpha - \varepsilon_\beta$	ε_α を 2 に近づけ、 ε_β を 1 に近づける
$3 < \varepsilon_\gamma < 4$	$\varepsilon_\beta > \varepsilon_\alpha$	$\varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta - 3 + \varepsilon_\beta - \varepsilon_\alpha = 2\varepsilon_\beta - 3$	ε_β を 2 に近づける
	$\varepsilon_\beta < \varepsilon_\alpha$	$\varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta - 3 + \varepsilon_\alpha - \varepsilon_\beta = 2\varepsilon_\alpha - 3$	ε_α を 2 に近づける

したがって式(3-3)より、同時接触線長さの和の一定区間を長くする際、総合かみ合い率をできるだけ大きくしてそれを実現しようと考えるとき、以下のような結論を得る。

1) 総合かみ合い率が 3 以下しかとれない時は、同時接触線長さの和が最大である区間を長くする。すなわち $|\varepsilon_\beta - \varepsilon_\alpha|$ を大きくする。

- ・正面かみ合い率と重なりかみ合い率の差をできるだけ大きくとる。

2) 総合かみ合い率が3以上とれる時は

- ・ ε_α と ε_β を共に大きくして $(\varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta) - 3$ を大きくする

これは総合かみ合い率3.5以上にする時に効果がある

- ・ ε_α と ε_β の差の絶対値を大きくする

これは総合かみ合い率3.5以下の時に効果がある

3) $\varepsilon_\alpha = \varepsilon_\beta$ 、特に $\varepsilon_\alpha = \varepsilon_\beta = 1.5$ 近くとなるような設計は避けるべきである。
この条件では常に同時接触線長さの和が変化するようになる。

同時かみ合い接触線長さが図3-7のように変化する区間の長さは

$$T_2 = T_4 \dots\dots\dots (3-5)$$

であり、

$$T_2 = \frac{1 - (T_1 + T_3)}{2} = \frac{1 - T}{2} \dots\dots\dots (3-6)$$

また、変化角度 θ は

$$\theta = \frac{1}{\tan \beta_g} \dots\dots\dots (3-7)$$

但し、 β_g : 基礎円筒上ねじれ角

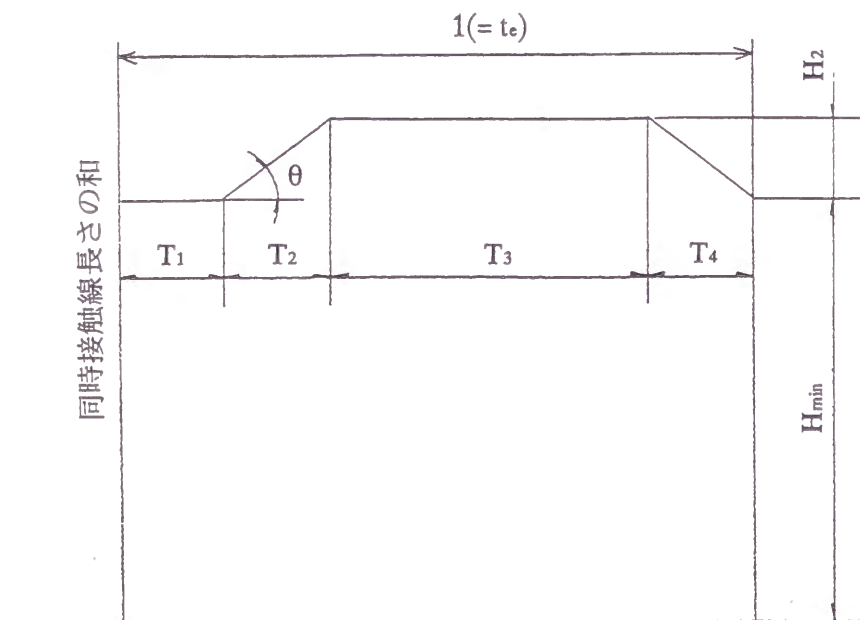


図3-7. 同時かみ合い接触線の長さの和

となるので、同時接触線長さの和のジャンプ量 H_2 は、

$$H_2 = \frac{1-T}{2} \times \frac{1}{\tan \beta_g} \times t_e = \frac{t_e(1-T)}{2 \tan \beta_g} \dots\dots\dots (3-8)$$

となる。

また、同時接触線長さの和の最小値 H_{min} は

$$H_{min} = n(\varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta - n) \frac{t_e}{\tan \beta_g} \begin{cases} 2 < \varepsilon_\gamma < 3 & \frac{(\varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta - 1)t_e}{\tan \beta_g} \\ 3 < \varepsilon_\gamma < 4 & \frac{2(\varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta - 2)t_e}{\tan \beta_g} \end{cases} \dots\dots\dots (3-9)$$

但し、 n は $n = [\varepsilon_\gamma - 1]$ ^{脚注1}

したがって、同時接触線長さの和の変化量を最小にするには、

- 法線ピッチ t_e を小さくする → 小モジュール化
- 基礎円筒上ねじれ角 β_g を大きくする → (小モジュール化)
- $(1-T)$ を小さくする → 同時接触線長さの和の一定区間大

以上の解析により、ただ小モジュール化を行うだけでなく、小モジュール化をより有効にするためには、

(1) 総合かみ合い率をできるだけ大きくとる

または

(2) 重なりかみ合い率と正面かみ合い率の差を大きくとる

ことにより、

$$0.5 < |3 - (\varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta)| + |\varepsilon_\beta - \varepsilon_\alpha| < 1 \dots\dots\dots (3-10)$$

となるようにすることが必要である。このような諸元設定を行うことにより、1法線ピッチ中50%以上がかみ合い安定域となる。

図3-8は、数種のいすゞ自動車株式会社と他社の車型のトランスアクスルの同時接触

^{脚注1} ガウス(Gauss)関数を表す。小数点以下切り捨ての整数値を与える。

法線長さを図示したものであるが、ノイズが少ないと言われるもの(図3-8に示す“F16 3.94”と“トヨタカムリ”)ほどかみ合い安定域、すなわち、図中の折れ線の山あるいは谷の平坦部の長さが長いことがわかる。

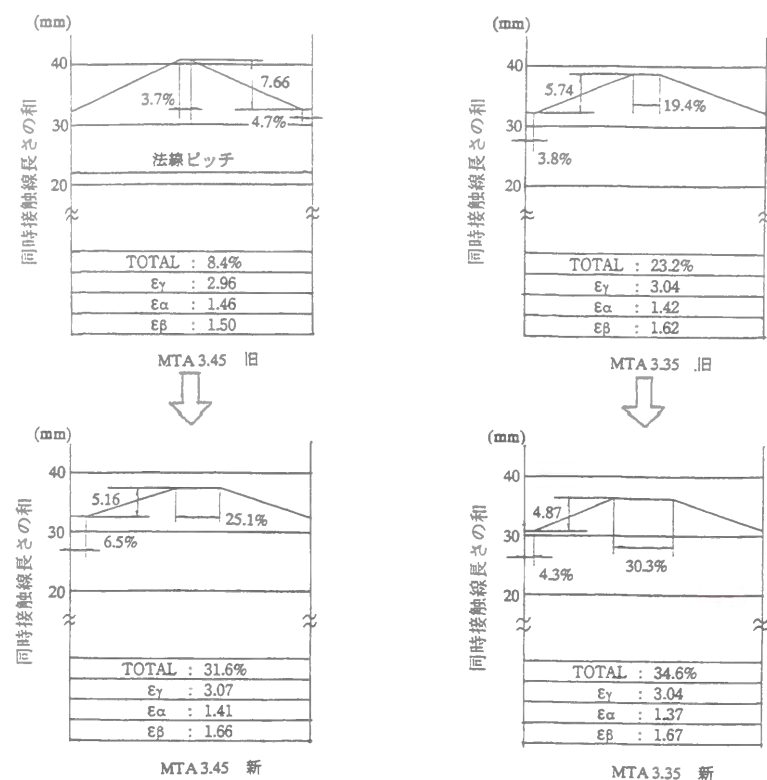


図3-8(a). 車型別トランスアクスルの同時かみ合い接触線長さの差異(No. 1)

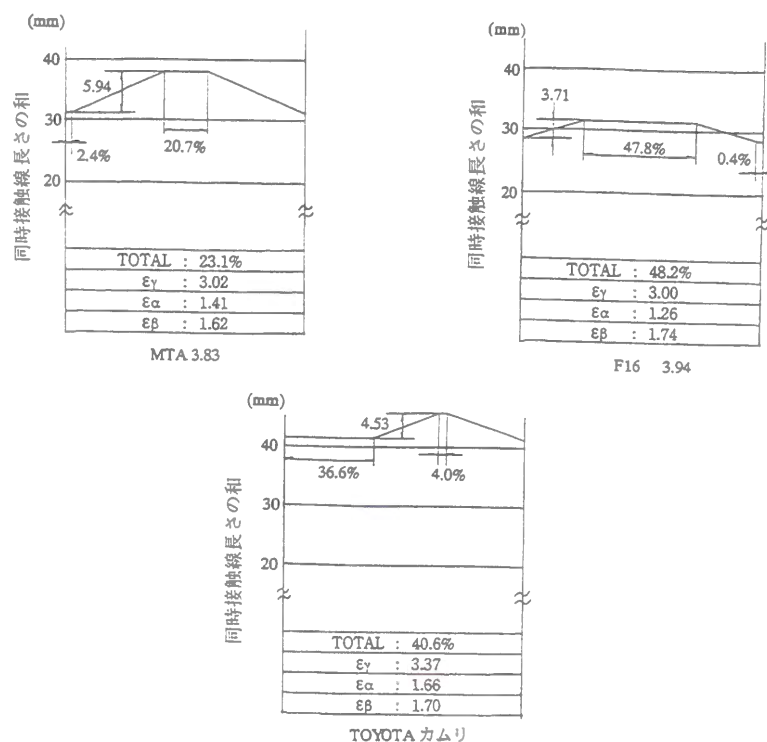


図3-8(b). 車型別トランスアクスルの同時かみ合い接触線長さの差異(No. 2)

(3) 遠のき、近寄りかみ合い率を考慮した対処法

遠のきかみ合いは、駆動歯車の駆動歯面ではかみ合いピッチ円より歯先までのかみ合い区間、近寄りかみ合いは、かみ合いピッチ円より歯元近くまでのかみ合い区間を指す。

はすば歯車がかみ合いを開始すると、駆動歯車は近寄りかみ合いで歯面接線方向正の向きの力を受けながら徐々に接触線長さが長くなり、接触線がかみ合いピッチ円と交わるところから遠のきかみ合いが始まる。この瞬間に、歯面接線方向負の向きの力が加わる。接触線長さ一定の区間では、近寄り、遠のき、両方のかみ合いが同時に行われ、歯面接線方向正の向きと歯面接線方向負の向きの両方の力を受けながらかみ合いが進行する。その後、接触線長さが短くなりながら、歯面接線方向正の向きの力が弱くなっていき、かみ合いピッチ円より歯元側のかみ合いが終わってから、歯面は歯面接線方向負の向きの力のみを受けるようになる。すなわち、遠のきかみ合いが開始する瞬間の起振力は大きく、近寄りかみ合いが終了する瞬間の起振力は小さい。

したがって、遠のきかみ合い開始点すなわちかみ合いピッチ点で、いかに歯車全体に働く力の関係を安定させるかが問題となる。

対処方法としては、同時にかみ合っている他の歯に働く力の関係が安定していることがここでも重要となる。歯車が回転中、各歯に働く力の関係が最も安定している状態は、前述のように、同時接触線長さの和が変化せず、かみ合いが進行している状態である。したがって、その区間内に遠のきかみ合い開始点を持ってくればよいということになる。

いま、図3-9に示すようなかみ合い変化を考える。

かみ合い開始より接触線長さ安定域終了までの距離は、

$$\begin{aligned} \varepsilon_{\beta} > \varepsilon_{\alpha} \text{ の時 } & \varepsilon_{\beta} \\ \varepsilon_{\alpha} > \varepsilon_{\beta} \text{ の時 } & \varepsilon_{\alpha} \end{aligned}$$

であることを用いると、安定域の長さは $|\varepsilon_{\beta} - \varepsilon_{\alpha}|$ である。

近寄りかみ合い長さ A を法線ピッチで除して無次元化した値を

$$a = \frac{A}{t_e} \dots\dots\dots (3-11)$$

とすると、次の歯の遠のきかみ合い開始点 P は $1+a$ の位置にある。

かみ合いピッチ点 P が接触線長さ安定域にある条件は、

$$\begin{aligned} \varepsilon_{\beta} > \varepsilon_{\alpha} \text{ の時 } & \varepsilon_{\alpha} < 1+a < \varepsilon_{\beta} \\ \varepsilon_{\alpha} > \varepsilon_{\beta} \text{ の時 } & \varepsilon_{\beta} < 1+a < \varepsilon_{\alpha} \end{aligned} \dots\dots\dots (3-12)$$

となる。

式(3-12)の条件内に駆動歯車の近寄りかみ合い長さを設定することにより、歯面接線力の急変、いわゆるピッチ点衝撃が歯車振動に及ぼす影響をなにがしか緩和でき、ギ

アノイズの点からよいと考えられる。

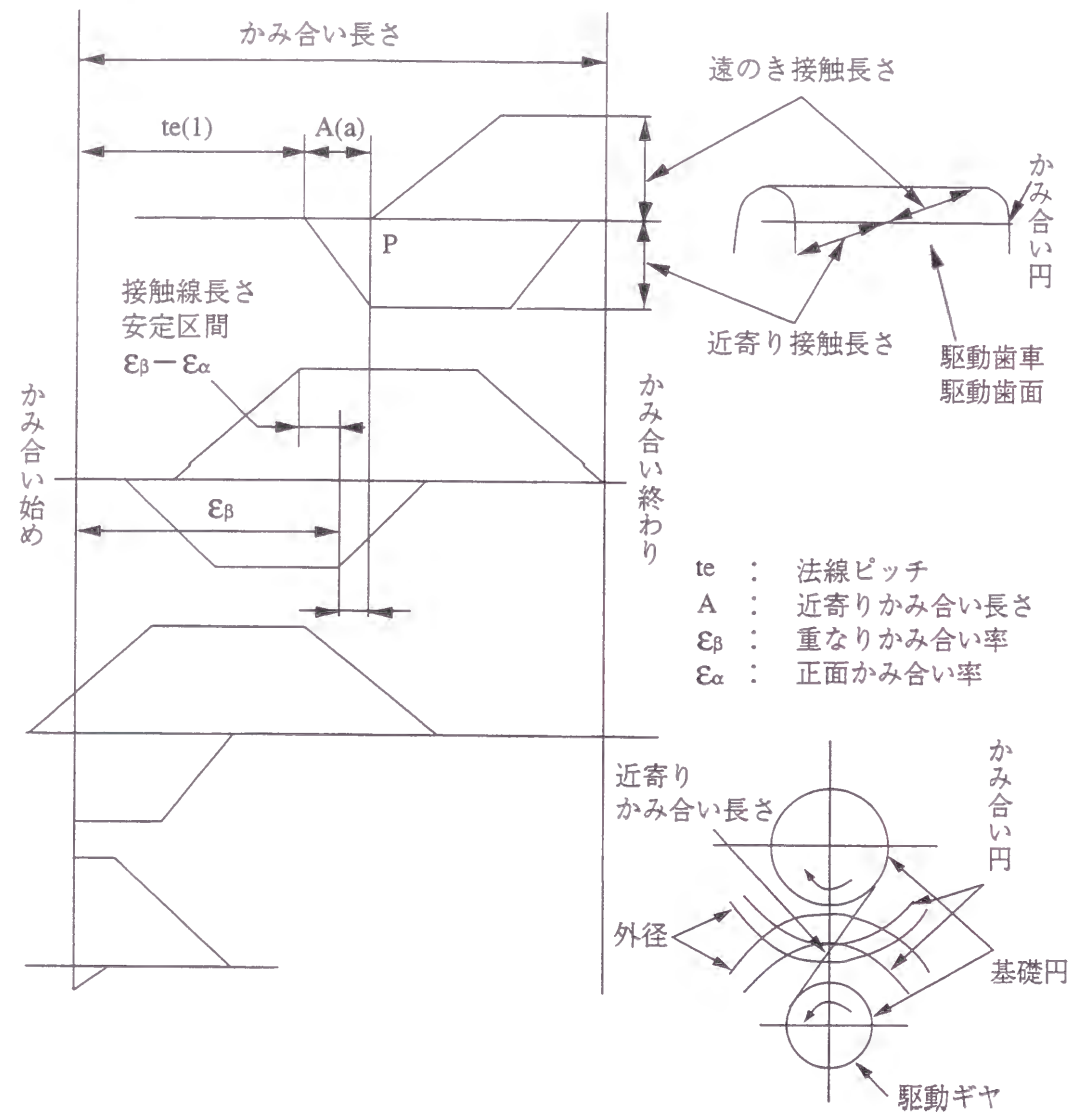


図 3-9. かみ合い進行中の同時かみ合い接触線長さ ($\epsilon_\beta > \epsilon_\alpha$ の時)

(4) まとめ

歯のたわみや歯面の形状誤差、および、ケースの変形によるアライメント誤差を考慮せず、単純に幾何学的条件から歯のかみ合いに起因する振動起振力を考察すると、

i) 歯車を振動させる起振力の発生要因

- 1) かみ合い開始点およびかみ合い終了点での負荷変化
- 2) 遠のきかみ合い開始点での歯面接線力の変化
- 3) 同時接触線長さのかみ合い進行による変化

が挙げられる。

が良い。

ii) 上記発生要因に対する対処法

1) 小モジュール化(上記 1)、3)に対する方法

小モジュール化に対する条件として

- ・正面かみ合い率 ϵ_α と重なりかみ合い率 ϵ_β が等しくなる設計は避ける。
特に $\epsilon_\alpha = \epsilon_\beta = 1.5$ は避けるべきである。
- ・ $|3 - (\epsilon_\beta + \epsilon_\alpha)| + |\epsilon_\beta - \epsilon_\alpha|$ が 1 に近くなるようかみ合い率を選ぶ。

2) 駆動歯車のハイアデンダム化

近寄りかみ合い長さを A、1 法線ピッチを t_e とした時

$$\epsilon_\beta > \epsilon_\alpha \text{ の時 } \epsilon_\alpha < 1 + \frac{A}{t_e} < \epsilon_\beta \dots\dots\dots (3-13)$$

$$\epsilon_\alpha > \epsilon_\beta \text{ の時 } \epsilon_\beta < 1 + \frac{A}{t_e} < \epsilon_\alpha \dots\dots\dots (3-14)$$

となるよう設計する。

3-2-2. ギヤノイズ低減のための理想歯面形状解析

現実には、採用する歯切り工法により、創成することが可能である歯形状には限界が存在するが、まず、この制限は無視して、はすば歯車の理想的歯面形状を推察する。なお、この時、歯車の取り付け軸にはアライメントの誤差があり、また、負荷によるアライメントの弾性的変化もあるため、歯面に歯幅方向の形状修正すなわちクラウニングが必要であるとする。

この場合のクラウニングは、はすば歯車の接触線(インボリュートヘリコイド創成母線)上に付けると考える。平歯車はねじれ角が 0° のはすば歯車であり、リードと接触線の方が一致するので、リード方向にクラウニングを付ければ良い。しかし、ねじれ角が 0° でないはすば歯車では、リードと接触線の方が一致しないため、接触線方向にクラウニングを付けなければ平歯車と同様のクラウニング効果を期待できない。

一般に、はすば歯車の歯面上に存在する接触線の状態には二つの場合が考えられる。

一つは重なりかみ合い率が正面かみ合い率より大きい場合、もう一つは逆に、正面かみ合い率が重なりかみ合い率より大きい場合である。

いま、はすば歯車のかみ合い進行中、常時、接触線の中央に歯当たりがくるようにクラウニングを付けた歯面を考え、この二つの場合のかみ合い進行を、作用平面、および歯面上で図示すると、図 3-10 のようになる。

接触線上で付けるクラウニングの頂点は、接触線長さが一定の区間で、方向に差があるものの全体として、駆動歯車の場合、鋭角側歯元から鈍角側歯先にかけて歯面を斜めによぎるように表される。図 3-10 の(1)、(2)のモデルを、通常測定される歯形・リードで

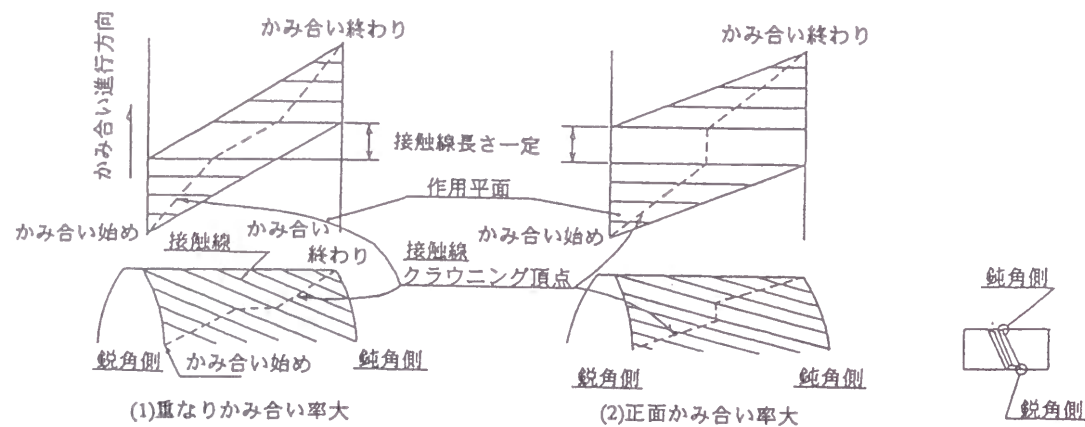


図3-10. かみ合いの進行に伴う接触線の移動

表すと、図3-11のようになる。この時、接触線上の歯面形状誤差の値は、歯形を測定する時の誤差(作用線上)についても、リードを測定する時の誤差(歯筋上)についても、方向が同一の作用面内で接触線直角方向にとるものと仮定する(誤差量が μm オーダであり、十分仮定は成り立つ)。図3-11に示される歯形・リードの特徴は下記ようになる。

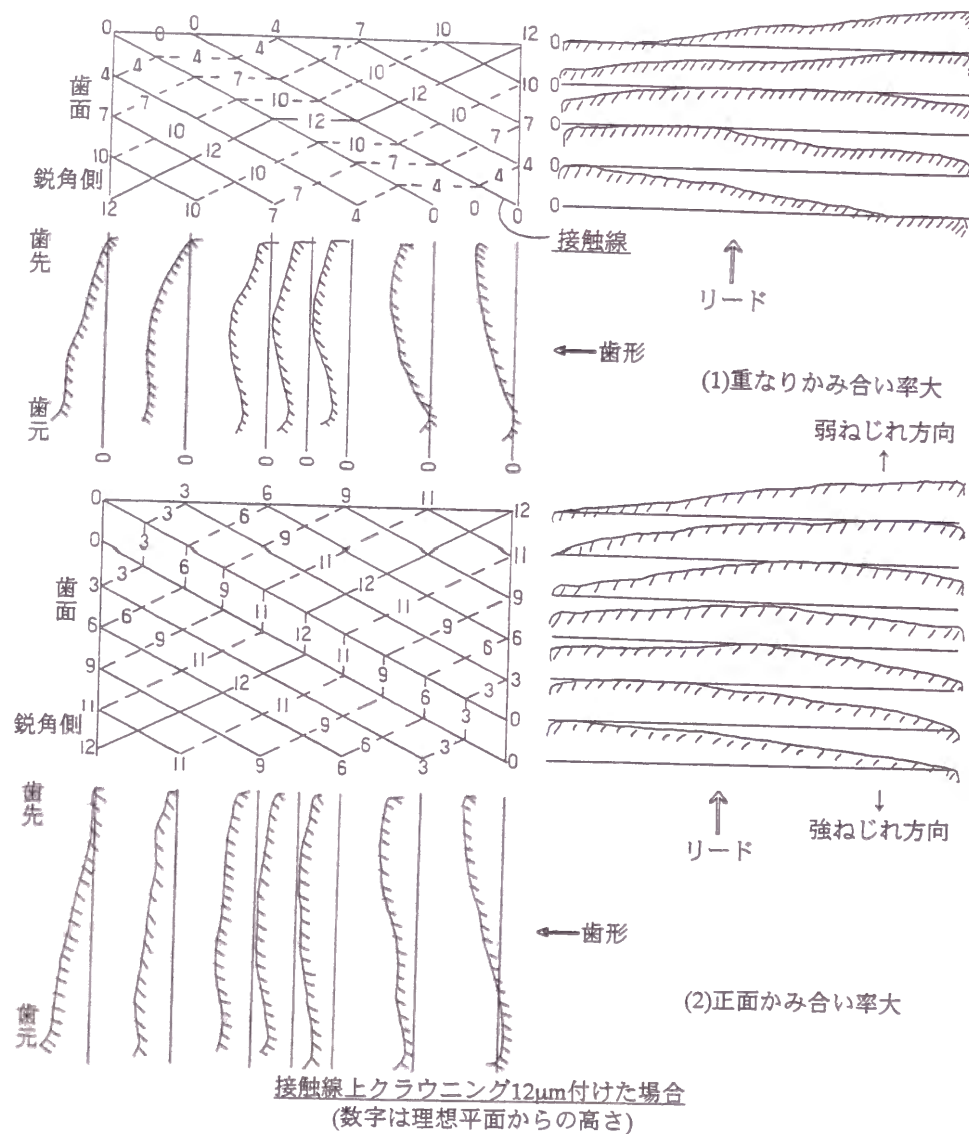


図3-11. 接触線の中央に当たりが来る様な歯面形状修整を与えた時の歯形およびリードの形状

1. リードの特徴

歯先……ねじれ強、クラウニング小
中央……正規ねじれ、クラウニング大
歯元……ねじれ弱、クラウニング小

2. 歯形の特徴

鋭角側……歯先下がり、中ふくらみ小
中央……ツルーインボリュート形状、中ふくらみ大
鈍角側……歯先上がり、中ふくらみ小

3. 歯形中ふくらみ・リードクラウニング

・重なりかみ合い率大の時 歯形中ふくらみ大、リードクラウニング小
・正面かみ合い率大の時 歯形中ふくらみ小、リードクラウニング大

上記のような形状にすると、接触線長さの中央にクラウニングの頂点ができ、回転角速度の変化、および歯車の傾きの連続変化の少ない歯車のかみ合いとなる。

3-2-3. 加工上の要因解析とその対策

(1) シェービング工法における歯面形状精度

現在の乗用車用歯車のシェービング加工は、生産能率および加工精度の安定性から、プランジカットシェービングが主流を占めている。

はすば歯車のシェービング加工、特にプランジカットシェービングの場合、横送りによる切削が行われず、純粋なねじ歯車のかみ合いとなり、ワークの歯幅の上端、中央、下端における歯形に必ず圧力角の変化が発生する。この変化は、端面に対し、鋭角側歯面近くで歯先上がり、鈍角側で歯先下りの傾向として発生する(図3-12参照)。この変化の影響を、「ワーク切削時の面圧」についてとらえると、次のようになる。

図3-12において、左(L)歯面がシェービングカッタとかみ合うとする。

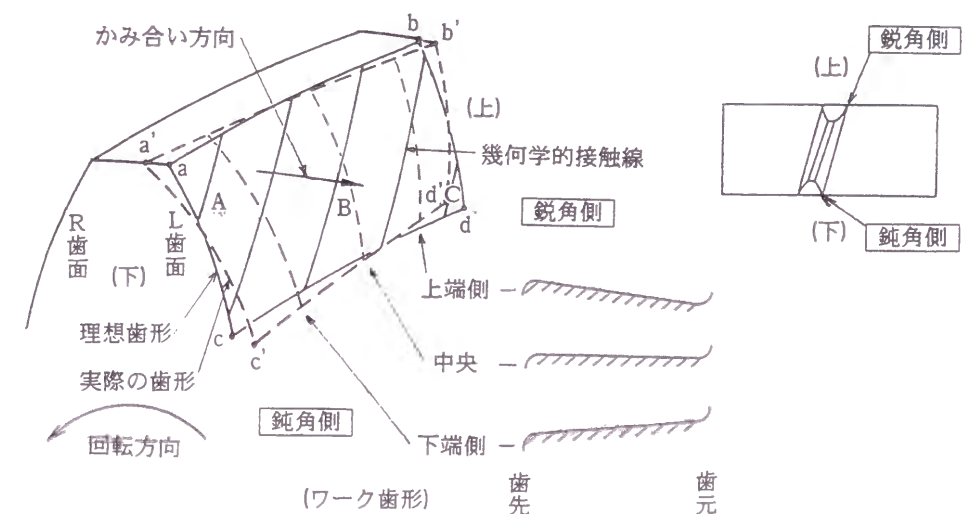


図3-12. プランジカットシェービングによるワーク歯形の局所的变化

シェービングカッタにより、矢印方向に回転されたワークの左歯面は、最初点 a からかみ合い、A、B、C の接触線をたどり、点 d で終了する。この時 A では接触線(カッタとのかみ合いであるので切削線となる)が短いので面圧が高くなり、必要以上の切削を行う。B では、同歯面上において接触線が長く、面圧が低下し、それに伴い切削力も減少する。C では、A 同様、面圧が高まり、必要以上の切削を行う。このため、理想歯面 abcd に仕上がるはずの歯面は a'b'c'd' に仕上がる。この歯面を測定すると、<下>側(鈍角側)では歯先部の切削力大のため圧力角は大きくなり、<中>(歯中央)では正圧力角に近くなり、<上>側(鋭角側)では歯元の切削力大のため圧力角は小さくなる。つまり、歯幅に対し、上から下まで連続的に圧力角が変化した歯面となる。

プランジカットシェービング加工においては、もう一つの特徴がある。

図3-13は、実際にプランジカット加工されたワークの歯形曲線を歯幅方向に1mmごとに測定したものである。圧力角誤差が前述のように連続的に変化しているのがわかる。さらに、歯形誤差(歯面の凹凸)も同時に歯幅方向で発生位置が変化している。このようにプランジカットシェービングでは一般に、中央歯形での歯先部に凹の個所があれば、それに対して鈍角側歯形では、凹の個所が中央に現れ、中央歯形での歯元部に凹の個所があれば、それに対応して鋭角側歯形の中央に凹の個所が現れる。

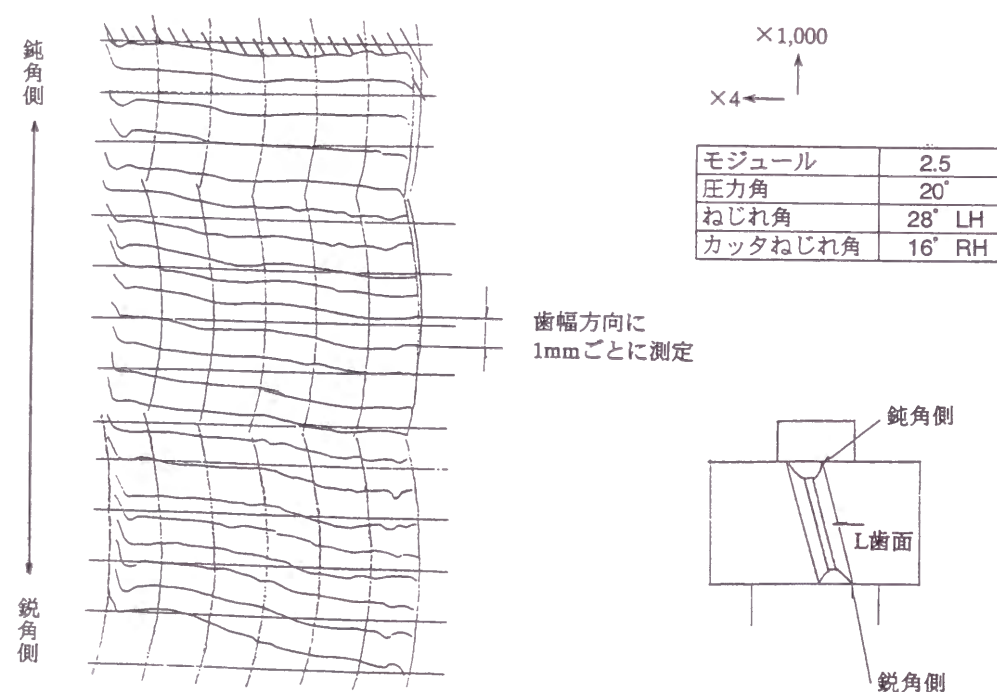


図3-13. プランジカットシェービングによるワーク歯形の歯幅方向位置(上下方向)での変化

図3-14はかみ合い開始点 a からかみ合い終了点 b までのかみ合い区間におけるワークとシェービングカッタの歯のかみ合い状態の変動による歯形誤差の発生の機構を示したものである。

シェービングカッタとワークのかみ合いはバックラッシュなしで行われるため、左右両歯面のかみ合い歯数の違いが負荷荷重の大きさの違いとなる。つまり、左右両歯面が1枚あ

るいは2枚、同数でかみ合っている時は切削荷重の分担が等しく、左右両歯面が均一に切削される。左歯面が2枚かみ合い、右歯面が1枚かみ合う時は、右歯面の接触面積が半減し、右歯面の単位面積当たりの切削荷重増大(左歯面は切削荷重減少)により、左歯面は中凸となる。左歯面が1枚かみ合い、右歯面が2枚かみ合う時は、逆に、左歯面は中凹となる。

この現象は、カッタとワークの接触線上に現れるため、ワークの上端、中央、下端で歯形曲線を測定した場合、各断面歯形で凹凸の発生位置が異なって現れる。

現在行われている工法で、完成時における最終歯面が決定されるのはシェービング加工である。3-2-2に述べた歯面は、工法を全く無視しており、シェービングでこのような歯面形状を完全に創成することはできない。

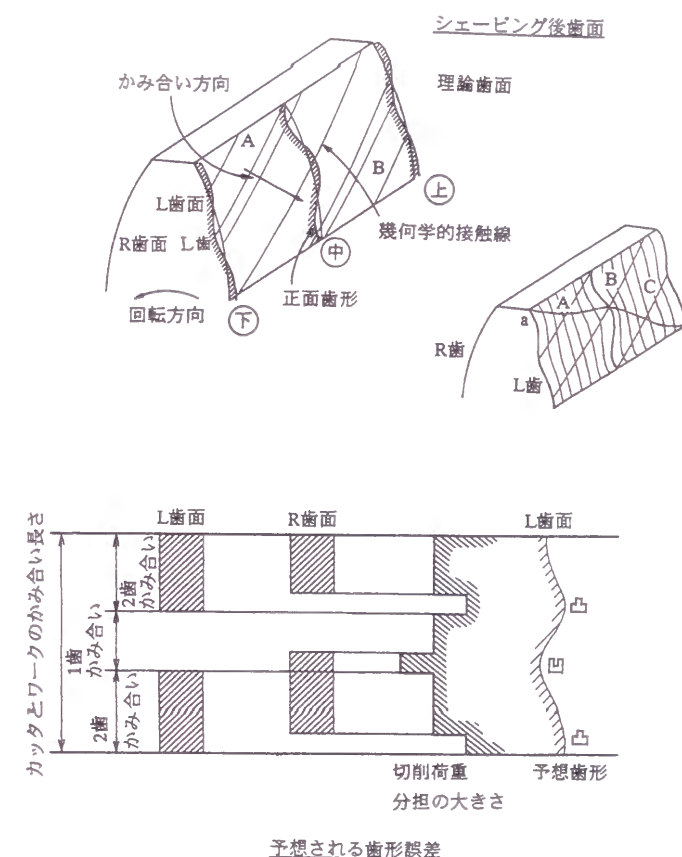


図3-14. シェービング加工後のワークの歯形誤差

(2) 熱処理を考慮したシェービングねらい歯形と加工法

i) ねらい歯形

まず、完成時における歯形のねらい値は、重なりかみ合い率が高い場合も、正面かみ合い率が高い場合も、図3-15のようにとすることにする。完成時に図3-15のような歯形を得るために、シェービング加工時に、熱処理(肌焼き鋼を使用した浸炭焼き入れ)における変形を考慮する必要がある。

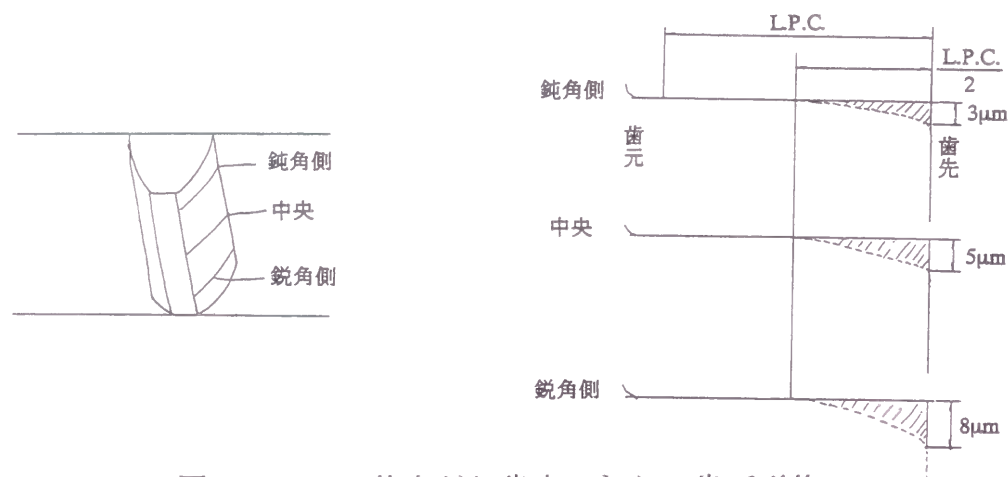


図3-15. 仕上がり歯車のねらい歯面形状

SCM420H 相当の材質の自動車用手動変速機歯車を浸炭焼き入れした場合の熱処理変形量の代表例を図3-16に示す。熱処理変形による圧力角変化は、鋭角側歯形で大きく、鈍角側歯形で小さい。

この熱処理変形を考慮して、シェービング加工時の各断面での歯形ねらい値を考えると図3-17のようになる。図3-17のシェービング結果を得るにはシェービング歯形に、プランジカットシェービング加工時に発生する歯幅方向の各位置で異なる歯形誤差を考慮して、完成時、中央歯形で圧力角が正圧力角より小さくならないようにする必要がある。すなわち、中央歯形を直線歯形とすると、鋭角側歯形は中央より $10\mu\text{m}$ 歯先上がりでやや中凹、鈍角側歯形では中央より $10\mu\text{m}$ 歯先下がりで中凹とする。

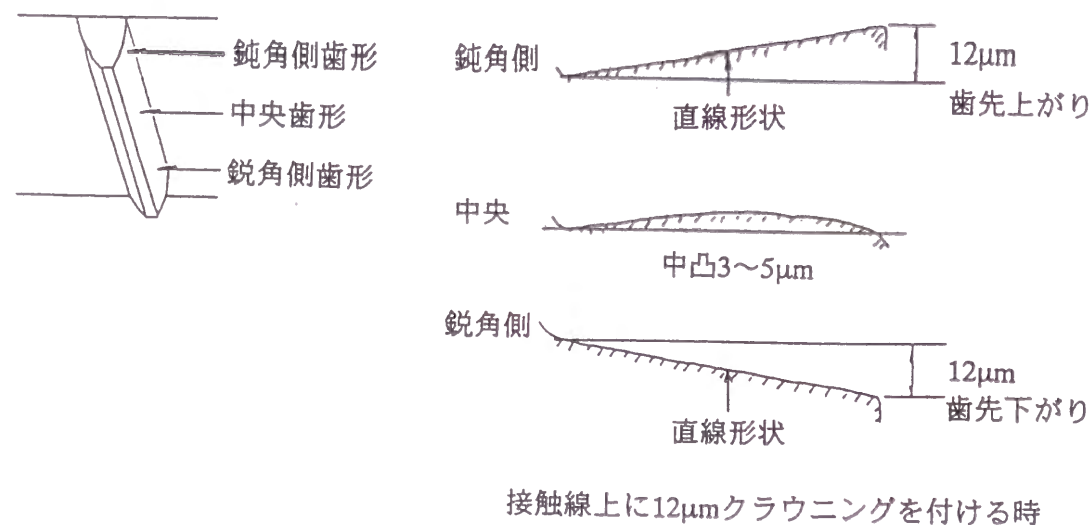


図3-16. 歯幅方向の上端、中央、下端、各断面における熱処理変形の傾向の違い

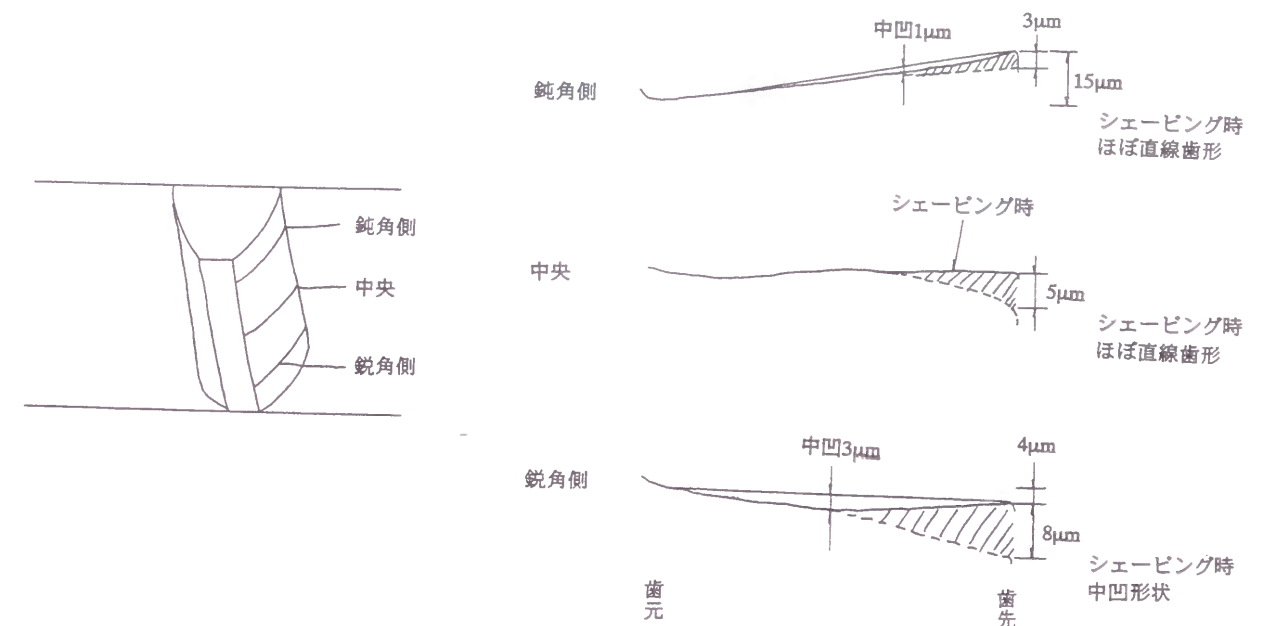


図3-17. 熱処理を考慮したシェービング時ねらい歯形

この結果を図3-11の歯形と較べると、歯幅方向の圧力角誤差の現れ方がプランジカットシェービング工法による結果と理想的な歯形とでは逆転している。これをまとめると表3-2のようになる。

表3-2. プランジシェービングにおけるねらい歯形とワーク歯形の比較

	プランジシェービング	ねらい歯形
鋭角側圧力角	圧力角小	圧力角大
中央圧力角	正圧力角	正圧力角
鈍角側圧力角	圧力角大	圧力角小

この事実を考慮すれば、実際のプランジシェービング法において、ねらい歯形に近い歯形を得る方法は次のようになる。

ii) 歯幅方向で圧力角を変えるシェービング法(偏心ロール法)

先に述べたプランジカットシェービングによって得られる歯形は、シェービングカッタの各断面歯形が同じ歯形である時のものである。シェービング時にねらい歯形を得るためには、ワークの歯形に対応させてシェービングカッタの歯形を変化させ、ワークの圧力角を大きくしたいところはカッタの圧力角も大きく、ワークの圧力角を小さくしたいところはカッタの圧力角も小さくすればよいことになる。シェービング工法における他の工法、コンベンショナル法・ダイヤゴナル法では横送り加工を行うため、カッタとワークの対応点が一致せず、いつも異なる点が接触する。このため、シェービングでねらい歯形を得る

工法として、プランジ加工が適することになる。

iii) シェービングカッタの従来の研削方法

現在シェービングカッタを研削する方法のうち、最も多く使用されている創成方法は、カッタと石の転がり円をローリングブロックで設定し、転がり円上の圧力角をと石に与えて研削する方法である。カッタと石の転がり円を創成ロール円と呼び、圧力角はと石の傾斜角によって決まる。

図3-18のような研削方法の場合、と石の傾斜角を変えないで創成ロール径を変化させれば、歯形の圧力角は任意に変えることができる。すなわち、と石傾斜角一定で創成ロール径を小さくすれば、歯形の圧力角は大きくなる(ピッチ円径より小さい径のところが基準圧力角となるため、ピッチ円径では圧力角大となる)。逆に、創成ロール径を大きくすれば、圧力角は小さくなる。

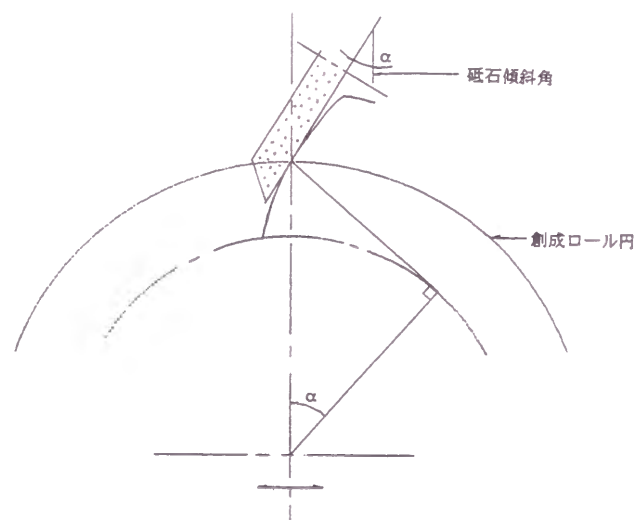


図3-18. シェービングカッタの従来の研削方法

iv) シェービングカッタ新研削方法(偏心ロール研削法)

上記の性質(創成ロール径とと石傾斜角の関係)を利用して、創成ロール径が転がるにしたがい径が変化するようにすれば、カッタの圧力角をカッタ幅方向で変化させて研削することができる。

図3-19において、 O_1 は創成ロールの中心であり、創成ロールのどこをとっても半径 R_1 は不変である。いま、創成ロールの中心をカッタ中心(創成運動の中心となる) O_2 より L だけ偏心させる。この時、創成運動の中心より、創成ロールまでの距離 r_1 、 r_2 、 r_3 は、すべて異なった値となる。

すなわち、カッタ歯形の創成ロール径は、歯幅方向に連続的に変化することになる。と石傾斜角は一定にしてあるため、カッタの圧力角はカッタ幅方向に連続して変化することになる。

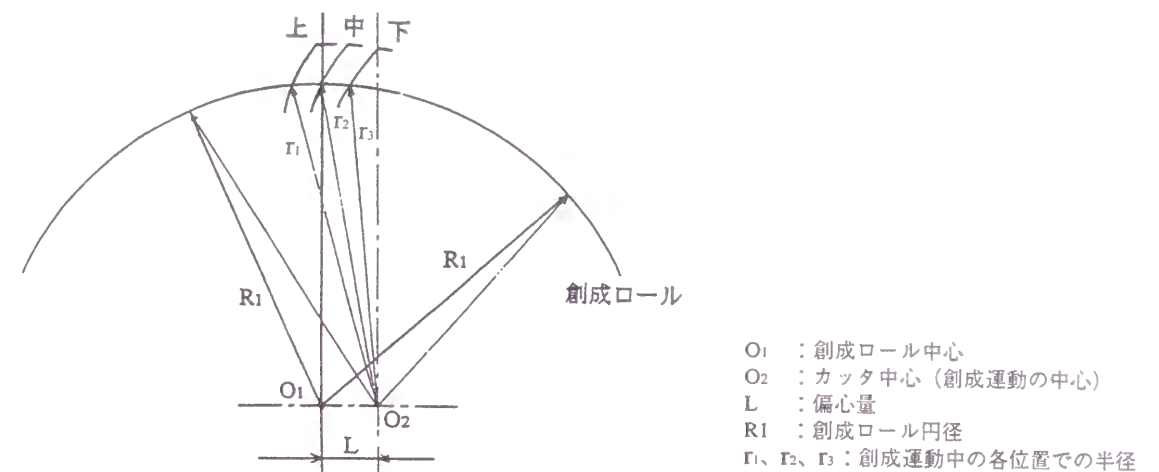


図3-19. 偏心ロール法によるシェービングカッタ研削方法

このような方法で研削したカッタのカッタ歯形と、そのカッタによるシェービングを行ったワークのワーク歯形を図3-20に示す。図に示すカッタ歯形は、偏心ロール研削法により、カッタの歯幅方向の上端側(鋭角側)ほど圧力角が小さく、下端側(鋭角側)ほど圧力角が大きくなっている。

このカッタと、加工されるワークとのかみ合いは、カッタ歯面の鋭角側とワーク歯面の鈍角側とがかみ合い、また、カッタ歯面の鈍角側とワーク歯面の鋭角側とがかみ合うため、ワーク歯形は鈍角側に近いほど圧力角が小さく、鋭角側に近いほど圧力角が大きくなる。すなわち、偏心ロール研削されたカッタを使用することにより、従来のプランジカットシェービング工法に比べ、理想歯面形状に近い歯面を得ることができる。

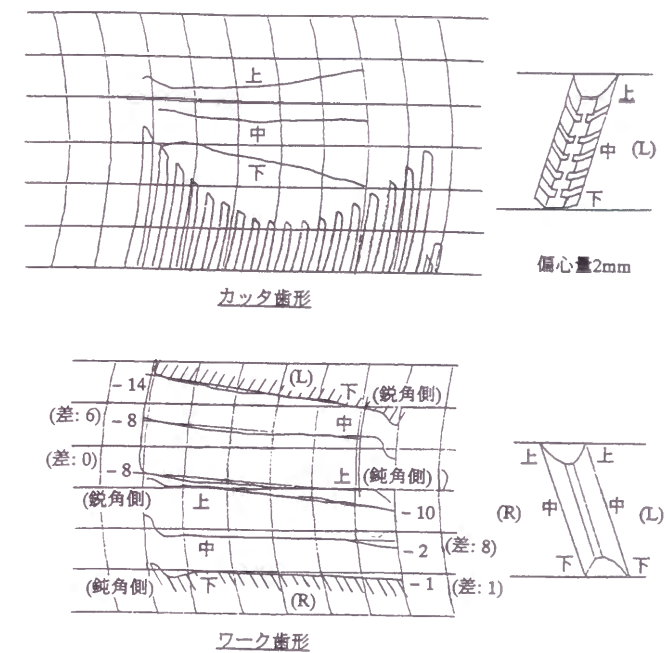


図3-20. 偏心ロール法によって刃付けしたカッタの歯形とシェービング後のワーク歯形

3-3. ギヤ異音発生要因解析とその対策

ギヤ異音とは、歯車を変速機として組み立てて運転するときに発生する耳障りな音のことを総称しているが、その発生要因は主として歯車加工上の問題である。特に、歯切り工程とシェービング工程との兼ね合いにより発生するものである。

ギヤ異音は、打音と同じく、また、ギヤかみ合いノイズとは異なり、発生そのものが、品質上、出荷できるレベルにないもので、また、10点官能評価法による段階評価で表されるものでもない。大量生産工場で、主として発生するギヤ異音は、シェービング加工でホブまたはピニオンカッタによる被加工面が完全に取り切れず歯面に残る下切り残りによるものと、かみ合い時に相手歯車の歯先が歯元に残るシェービング段差や歯底のフレット曲面部に干渉すること、いわゆるトロコイド干渉により発生するものの2種類である。この2種類の要因によるギヤ異音は突発的に、かつ大量に発生する場合がある。これらは、ほとんどの場合が歯切り工程とシェービング工程の2工程の精度管理を確実に行うことにより避け得るものではあるが、生産立ち上がり当初に設定した歯切り工具諸元とシェービング取り代や歯車精度が不適当であれば、頻発することとなる。

3-3-1. 下切り残りによる異音発生要因解析とその対策

下切り残りは、ホブ切り加工またはシェーパー切り加工とシェービング加工の取り代の不適合に起因するが、下切り残りを起こさないためにシェービング加工の取り代を大きくすれば良いというものではない。シェービング加工の取り代が過大になると、歯元のシェービング段差が大きくなり、相手歯車の歯先がトロコイド干渉を発生させる原因となる。一般に乗用車用歯車では、シェービング加工の取り代を、ホブ切り加工に対し $70\text{ }\mu\text{m}$ 、シェーパー切り加工に対し $90\text{ }\mu\text{m}$ とする。この違いは、ホブ切り加工とシェーパー切り加工とでは加工精度、特にホブ盤とギヤシェーパーの機械構造上の違いによる剛性と、切削上の構成歯先等に起因する定寸精度と加工精度が異なることによるものである。

シェービング加工の取り代は、少なければ少ないほどシェービング加工時間が短くなるし、また、シェービング加工での歯形精度も向上する。

この、最適シェービング加工取り代は、下切り精度、すなわち、リード誤差・歯厚・歯溝の振れ・圧力角誤差の大きさにより決まってくる。逆に、初めに設定したシェービング加工の取り代以上の量が必要となる下切り精度不良が発生すると、当然、下切り残りが発生する。

これを防ぐには、下切り精度の管理の徹底を図るしかない。

シェービング加工の取り代を少なくするためには、歯厚とオーバボール径の関係は、式(2-6)、式(2-8)、式(2-9)で示したように、線型関係にあるので、歯切り工程、シェービング工程のオーバボール径の公差を表3-3に示すように小さくすることが効果的である。逆に、このオーバボール径公差管理が徹底されないと、下切り残りが発生することになる。また、右歯面取り代、左歯面取り代はシェービング加工、特にプランジシェービング加工においてはアンバランスになる場合が多くあるので、量産加工開始前に実機で試加工を行って歯面取り代を決定する必要が生じる。

表 3-3. 歯切り工程、シェービング工程の公差の違いによる
シェービング加工の取り代の違い

歯切り工程の 公差	シェービング工程の 公差	シェービング加工の 取り代
±0.045mm	±0.035mm	90 μ m
±0.035mm	±0.025mm	70 μ m
±0.030mm	±0.020mm	60 μ m
±0.025mm	±0.015mm	50 μ m

さらに、歯切り加工寸法の時間経過にともなう変化、シェービング加工寸法の時間経過にともなう変化により、歯車ごとの歯厚ばらつき(経時変化)と1個の歯車のなかでの歯厚ばらつき(定寸精度)とが生じる。これらの誤差を考慮して、経験的に大量生産工場では、上記したように、シェービング加工の取り代をホブ切り加工で $70\text{ }\mu\text{m}$ 、シェーパ切り加工で $90\text{ }\mu\text{m}$ としているのである。

下切り加工時の歯溝の振れが過大になると、加工時の歯厚公差が満足されていても下切り残りが発生することがある。下切り残りがかみ合い歯面に発生すると、耳障りな異音が発生する。下切りの歯面を仕上げ加工(シェービング加工)で完全に全歯面にわたって除去することが発生源対策となる。

3-3-2. 歯先トロコイド干渉による異音発生解析とその対策

歯車のかみ合いに伴い、かみ合う相手歯車の歯先部が当該歯車の歯元部に対し相対的にトロコイドカーブを描いて運動する。このトロコイドカーブが歯元フィレット部に干渉すると、すなわち歯車のかみ合い時にトロコイド干渉が生じると、耳障りな音が発生する。そのような耳障りな音が発生すればそのギヤボックスは不良品となり、製品として出荷することはできない。

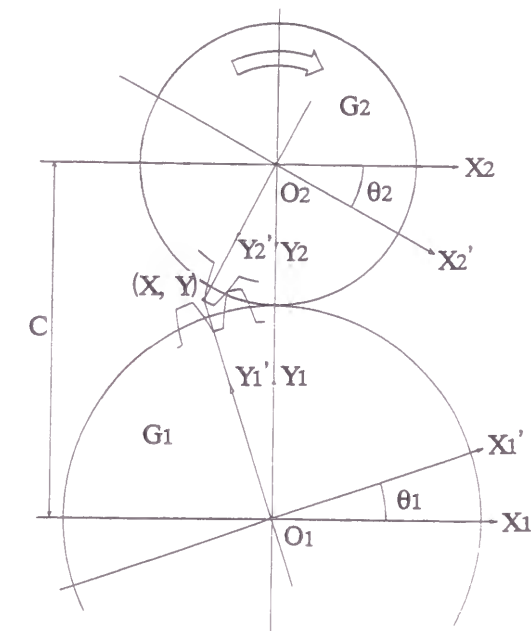


図 3-21. 歯車回転時に相手歯車歯先が示す挙動

トロコイドカーブは次のようにして求められる。図3-21に示すように、二つの平行軸歯車 G_1 と G_2 が噛み合っ回転する時に、一方の歯車 G_1 から見た他方の歯車 G_2 の一枚の歯の歯先が示す挙動を考える。

二つの歯車 G_1 、 G_2 のそれぞれの歯数を Z_1 、 Z_2 、回転中心を O_1 、 O_2 とし、 O_1 と O_2 間の距離を C とする。歯車 G_1 の回転中心 O_1 を原点とし、2点 O_1 、 O_2 を結ぶ直線を Y_1 軸とし、 O_1 から O_2 に向かう向きを正とする。また、 Y_1 軸に垂直に X_1 軸をとる。同様に、歯車 G_2 の回転中心 O_2 を原点とし、2点 O_2 、 O_1 を結ぶ直線を Y_2 軸とし、 O_2 から O_1 に向かう向きを正とする。また、 Y_2 軸に垂直に X_2 軸をとる。但し、 X_1 軸、 X_2 軸は同じ向きを正とする。

歯車 G_2 の歯先のある1点の座標を、 X_2Y_2 座標上で (X, Y) とする。この点 (X, Y) が点 O_2 を中心に角度 θ_2 だけ回転する時、点 (X, Y) の X_2Y_2 座標での座標 (X_2, Y_2) は

$$\begin{bmatrix} X_2 \\ Y_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \theta_2 & \sin \theta_2 \\ -\sin \theta_2 & \cos \theta_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X \\ Y \end{bmatrix} \dots\dots\dots (3-15)$$

となる。この点の X_1Y_1 座標での座標 (X_1, Y_1) は

$$\begin{bmatrix} X_1 \\ Y_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X_2 \\ C-Y_2 \end{bmatrix} \dots\dots\dots (3-16)$$

となる。歯車 G_1 が角度 θ_1 だけ回転する間に歯車 G_1 は

$$\theta_1 = \frac{Z_1}{Z_2} \cdot \theta_2 \dots\dots\dots (3-17)$$

回転している。観測者が歯車 G_1 とともに回転する X_0Y_0 座標の上に立って点 (X_1, Y_1) を見たとき、点 (X_1, Y_1) の座標 (X_0, Y_0) は

$$\begin{bmatrix} X_0 \\ Y_0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \theta_1 & -\sin \theta_1 \\ \sin \theta_1 & \cos \theta_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_1 \\ Y_1 \end{bmatrix} \dots\dots\dots (3-18)$$

となる。角度 θ_1 が変化していく時、角度 θ_1 の変化に対応する点 (X_0, Y_0) の座標を X_0Y_0 座標上にプロットし、これらの点を結ぶことによって、歯車 G_1 基準での相手歯車 G_2 の歯先のトロコイドカーブが得られる。

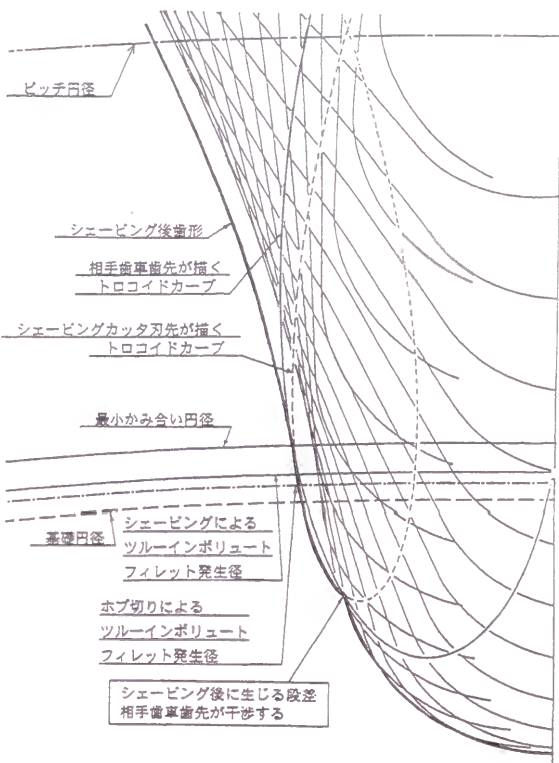


図3-22. シェービング加工後に生じる歯元段差の例

図3-22に示すように、シェービング加工による歯元段差に歯先がトロコイド干渉する場合は量産工場においては頻発する。図3-22の計算を行った際のワークギヤ、相手ギヤ、シェービングカッタの諸元を表3-4に示す。

図3-22においては、前述の下切り残りによる異音を防ぐために、現場サイドでシェービング加工の取り代を多めに設定することがある。しかし、結果としてシェービング段差が大きくなり、この歯車がかみあった時にはトロコイド干渉を発生することとなる。

表3-4. トロコイド干渉の例(図3-21)に用いたギヤ諸元

	ワークギヤ	相手ギヤ	シェービングカッタ
モジュール	2.19		
圧力角	19°		
ねじれ角	33° LH	33° RH	21° RH
歯数	21	75	89
外径(mm)	62.0±0.1	200.±0.1	205.43
歯底径(mm)	48.5±0.15	187±0.15	—
歯厚(mm)	オーバボール径		またぎ歯厚
	63.415(ピン径: 4.5)	201.874(ピン径: 4.5)	55.4(またぎ枚数: 9)
心間距離(mm)	125±0.025		—

この対策として、干渉しているフィレット部に意図的に、アンダカットと称されている

これには、図3-24に示すように、工具刃先にプロチュバランスと称する段差を設けたものを使用する。

もう一つの方法は、工具を転位させて歯底半径を大きくする方法である。この非転位工具と転位工具によるトロコイド干渉の比較の例を図3-25、図3-26に、この例に用いたギヤ諸元を表3-5に示す。ホブカッタの圧力角は、図3-25の例ではワークギヤと同じ 20° であり、図3-25の例では 15° に変化させている。

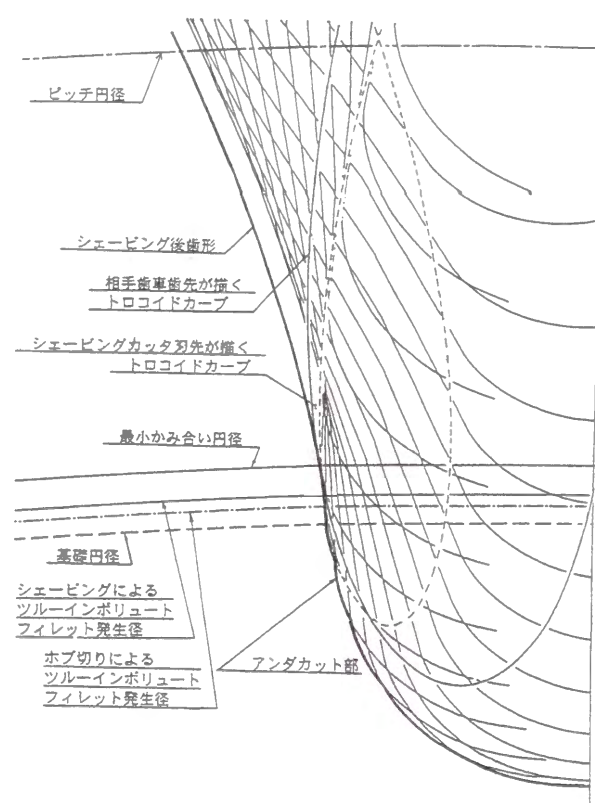


図3-23. プロチュバランス付きホブを用いた
ホブ切り加工によるアンダカットの例

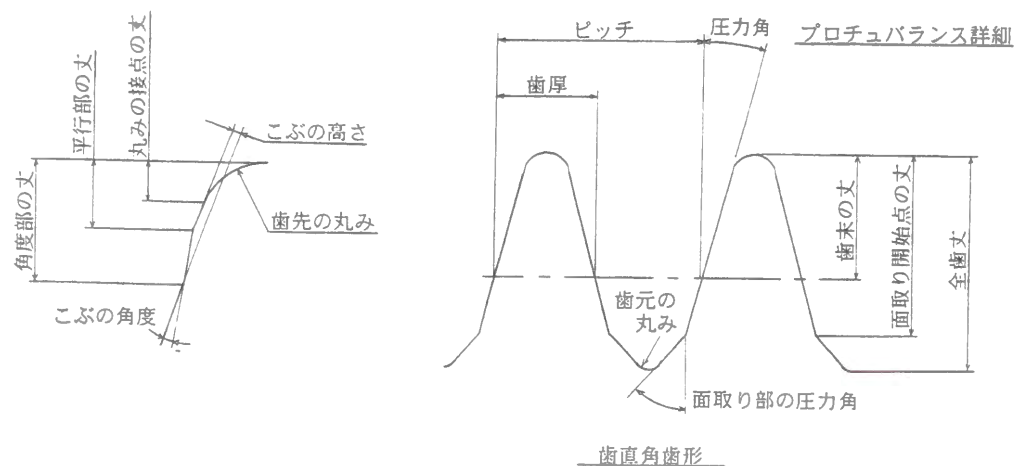


図3-24. プロチュバランス付きホブ

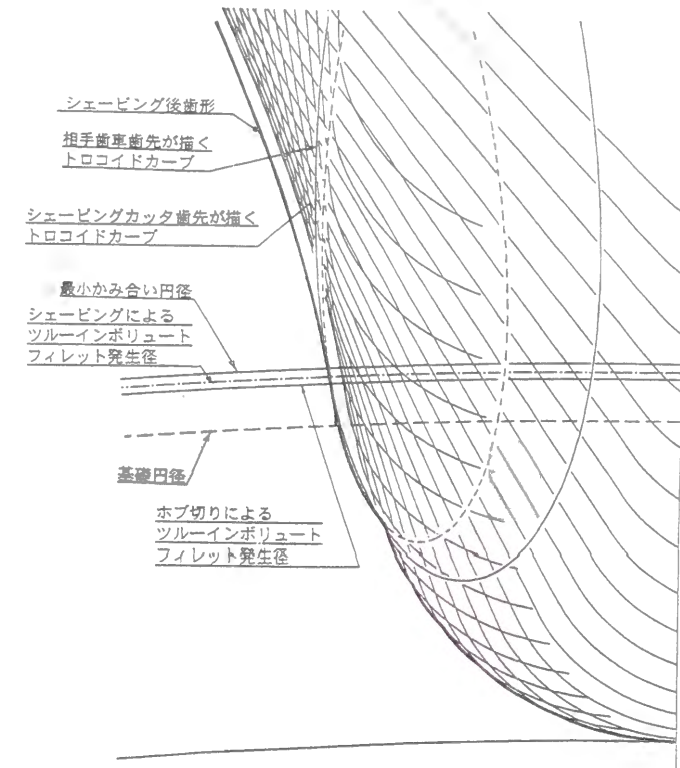


図3-25. 非転位ホブを用いたホブ切り加工によるトロコイド干渉の例

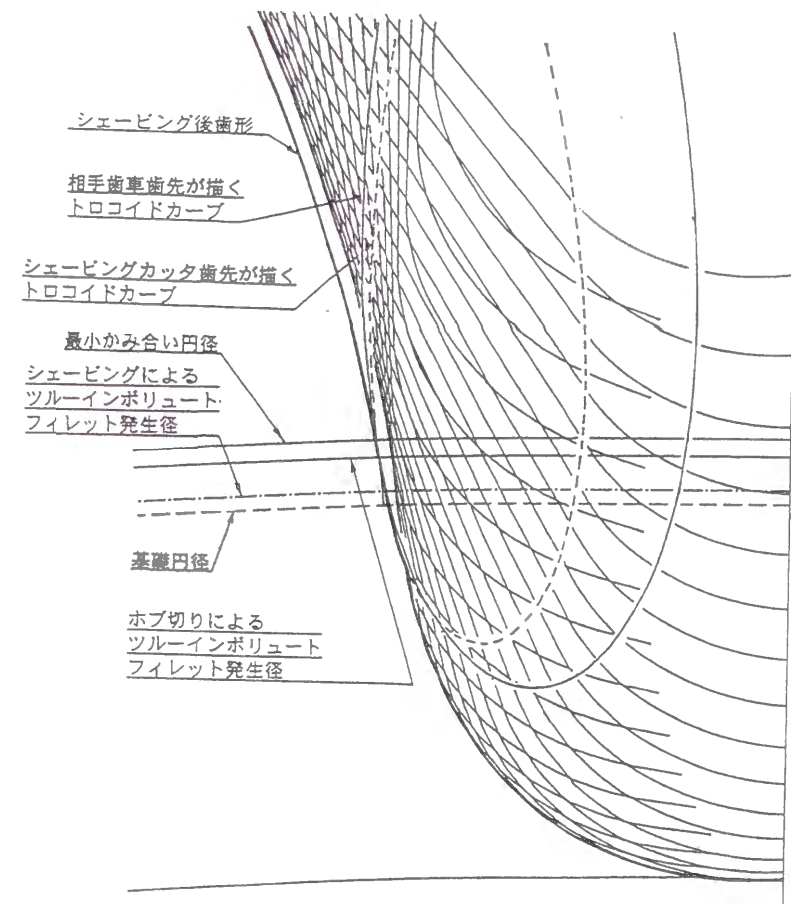


図3-26. 転位ホブを用いたホブ切り加工によるアンダカットの例

表 3-5. 工具転位の例(図 3-24、図 3-25)に用いたギヤ諸元

モジュール	2.45	
歯直角圧力角	20°	
ねじれ角	32° LH	32° RH
歯数	17	100
外径(mm)	57.4	290
心間距離(mm)	167	

転位させないとき歯切りピッチ円は基準ピッチ円と同一であり、転位させるとき歯切りピッチ円はラックの基準ピッチ線と接する円になる。負転位したラック歯形は歯先歯厚が大きくなり、また、歯切りピッチ円が変化するためツルーインボリュートフィレット発生径も小さくなる。

シェービングカッタの再研削時のカッタ外径と歯厚の関係も重要となってくる。この関係を表したのがシェービングカッタ再研削線図(図 3-27 参照)である。

一对の歯車が滑らかな噛み合いを得るためには、相手歯車とのかみ合い時のフィレット発生径以下にシェービング加工によるフィレット発生径を設定することが必要条件であり、相手歯車の歯先トロコイドがシェービング段差と干渉しないように設定するのが十分条件である。この相手歯車の歯先トロコイド干渉を完全に防ぐためには、相手歯車との中心距離を公差最小値、相手歯車の歯先面取り発生径を公差最大値にし、さらに歯先の振れ、すなわちワーク外径公差を考慮した値でトロコイドカーブを描き検討する必要がある。

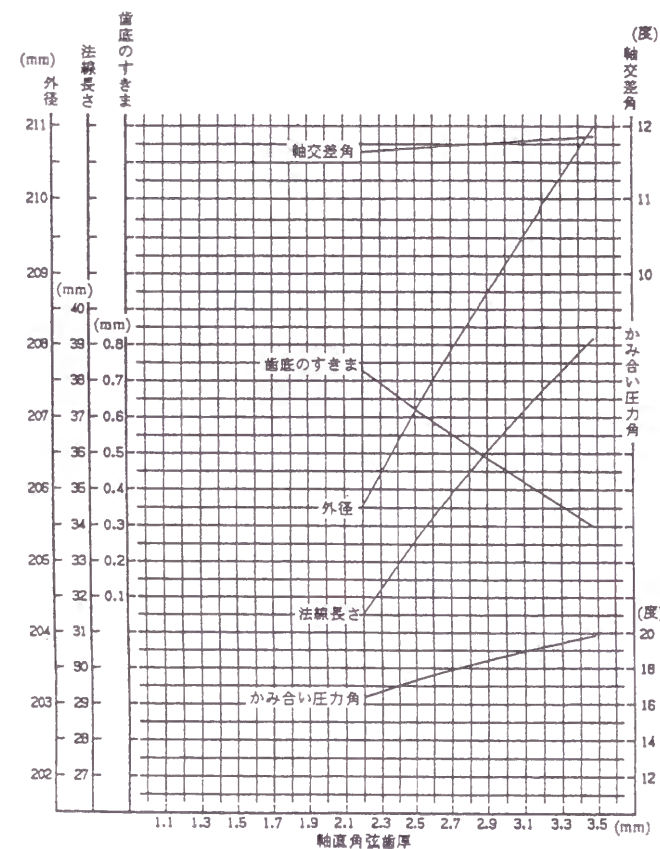


図 3-27. シェービングカッタ再研削線図

3-4. ギヤノイズ要因解析法開発

自動車用変速機のような大量生産で、ギヤノイズトラブルがいったん発生すると、その原因を究明し、早急に適切な対策をとらないと、甚大な数の不良品が発生し、生産ラインをストップさせることになりかねない。その損失コストは何百万円から何千万円の単位にのぼることもある。

大量生産下での突発トラブルによるギヤノイズ発生要因を早期に解明するには、どの部品がギヤノイズトラブルに起因しているかを早急に把握することが必要である。この目的には「部品相互組み替え法」が用いられる。また、単品精度ではその良・不良がつかめず、組み立て精度や相性の問題をつかみ歯面修整を施すには「歯当たり解析法」が、主として用いられる。無論、この二つの方法は、お互いに相互補完としても利用されるべきものである。

3-4-1. 部品相互組み替え法による解析

終減速ギヤノイズが多発した時に、まず加工ラインでの単品の加工データをチェックし、異常の有無を調査し、ある部品に精度不良が見つければ、その部品を精度良品と組み替えるのが一般的な方法である。

しかし、このように単純な方法では解決しない場合もよくある。単品精度の積み上げのみでは、一般に、ギヤノイズの発生要因をつかむことができない。これは、ギヤノイズが相互に起因することが多いからである。すなわち、歯車や歯車ケース等の単品の精度とギヤノイズの相関が強くないからである。

そこで開発された手法が部品相互組み替え法である。

一例として、FF 車用トランスアクスルの終減速ギヤノイズ解析を取り上げ、それに対する部品相互組み替え法のフローを図 3-28 に示す。

まず、終減速ギヤノイズの良品と不良品の変速機を持ち込む。この時、良品と不良品のギヤノイズ官能評価の差は大きければ大きいほど良い。両者の評価値は絶対官能評価者によるばらつきの最大値である 1 点以上離れていなければならない。図 3-28 に示すように、外側の箱ものから順に内側の歯車へと相互交換し、ギヤノイズ評価を行いながら、終減速ギヤノイズの良品、不良品がどの部分に連れ回るかを的確につかみ、その部品の精度比較測定を行い、その違いを解析し、加工ライン、組み立てラインにフィードバックして不良品流出を防ぐ。

3-4-2. 歯当たり解析

歯当たり解析法とは、ユニットを分解し、調査すべき噛み合う歯車歯面双方に全面一様に光明丹を塗布し、ミッションオイルを注入しないで再度組み立て、一般にドライブサイド 5kgf・m(49.03N・m)、コーストサイド 3kgf・m(29.42N・m)の一定トルクで微速(1~5rpm)で 1~2 回転正逆回転を行い再分解し、歯面上の光明丹のはげた状態より歯当たりを目視評価する方法である。この方法によれば、歯当たりのパターンを分類し、ギヤノイズの評

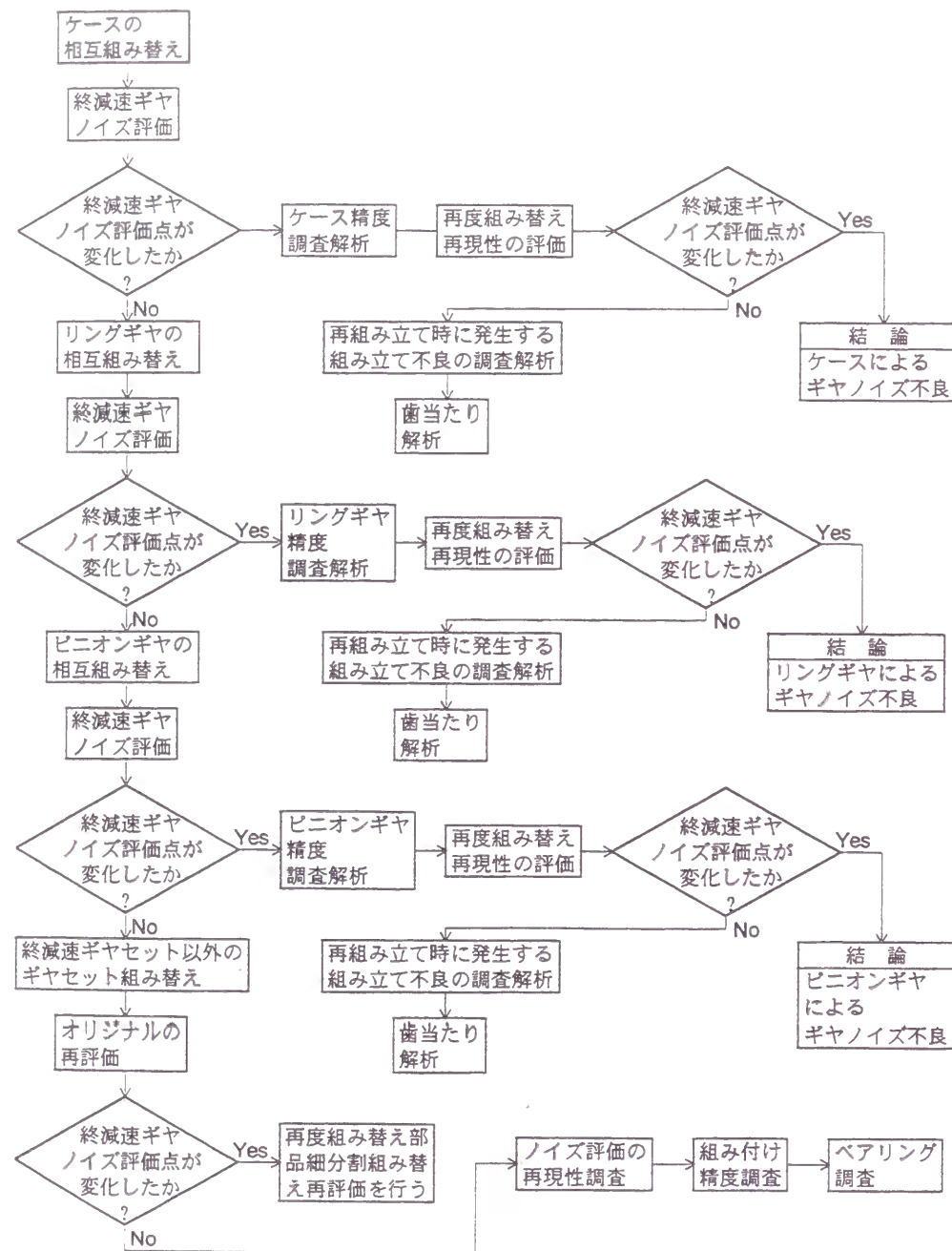


図 3-28. 部品相互組み替え法による解析フロー

価との対応付けを行うことができることが今までの多くの経験よりわかっている。

トランスアクスルで最も重要な終減速ギヤに対して、防音室(暗騒音 50dB(A))で絶対官能評価者が表 1-1 に示した評価基準に基づいて終減速ギヤノイズを評価した。その時の歯当たり観察結果を図 3-29 に示す。各欄の最上図中の矢印は歯面上を接触線が移動する方向を示す。またその下の 4 図は、このノイズ官能評価値に対して代表的な歯当たりの模式図である。

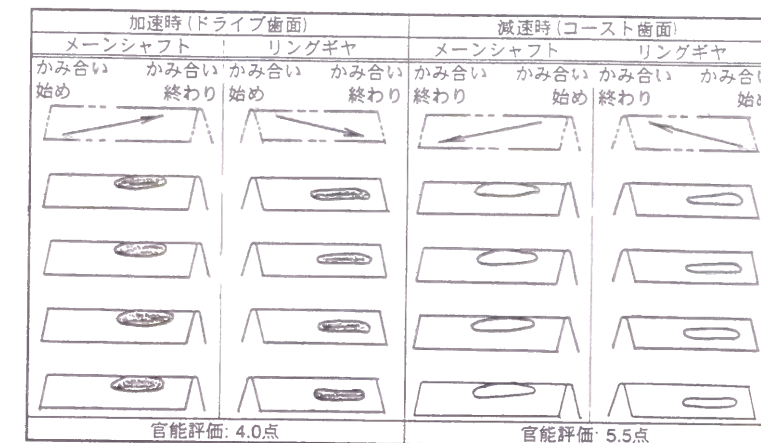


図 3-29(a). 歯当たりと官能評価の相関

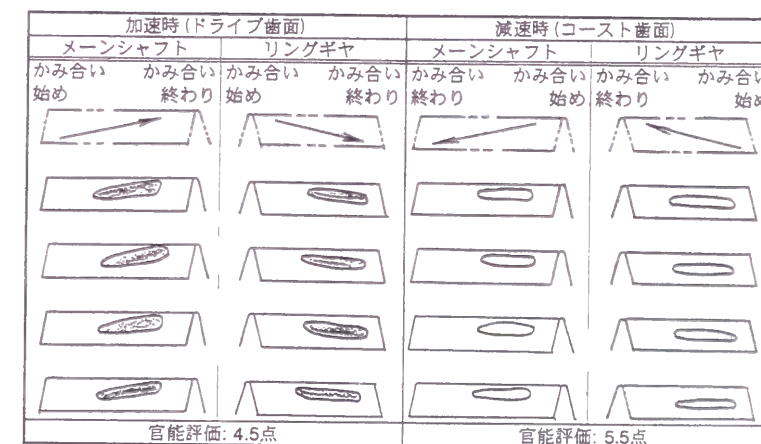


図 3-29(b). 歯当たりと官能評価の相関

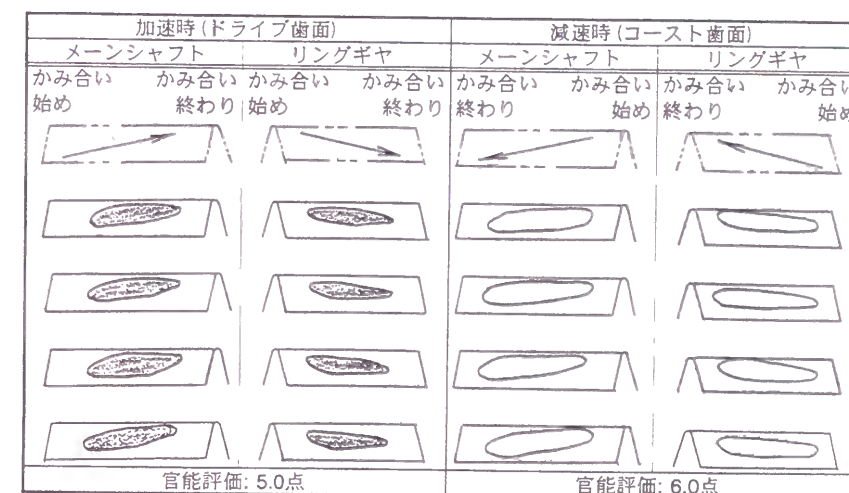


図 3-29(c). 歯当たりと官能評価の相関

加速時(ドライブ歯面)				減速時(コースト歯面)			
メインシャフト		リングギヤ		メインシャフト		リングギヤ	
かみ合い 始め	かみ合い 終わり	かみ合い 始め	かみ合い 終わり	かみ合い 終わり	かみ合い 始め	かみ合い 終わり	かみ合い 始め
官能評価: 5.5点				官能評価: 6.5点			

図 3-29 (d). 歯当たりと官能評価の相関

加速時(ドライブ歯面)				減速時(コースト歯面)			
メインシャフト		リングギヤ		メインシャフト		リングギヤ	
かみ合い 始め	かみ合い 終わり	かみ合い 始め	かみ合い 終わり	かみ合い 終わり	かみ合い 始め	かみ合い 終わり	かみ合い 始め
官能評価: 6.5点				官能評価: 6.5点			

図 3-29 (e). 歯当たりと官能評価の相関

加速時(ドライブ歯面)				減速時(コースト歯面)			
メインシャフト		リングギヤ		メインシャフト		リングギヤ	
かみ合い 始め	かみ合い 終わり	かみ合い 始め	かみ合い 終わり	かみ合い 終わり	かみ合い 始め	かみ合い 終わり	かみ合い 始め
官能評価: 7.0点				官能評価: 6.0点			

図 3-29 (f). 歯当たりと官能評価の相関

この実験結果から、ドライブトルク時の駆動ギヤ歯面に、かみ合い始めに弱い歯当たりで歯形方向に長い歯当たりを、また、かみ合い終わりには強く短い歯当たりを付ける方がギヤノイズを改善するのに効果的であることがわかる。コーストトルク時は、歯当たりをかみ合い始めからかみ合い終わりまで歯形方向に長い歯当たりをとる方が良いと言える。

リード方向は、ドライブ、コースト、共に幅広くとる方が良い。歯先、歯底部に、また、歯端面に強い歯当たりがあることは、滑らかな歯車回転が妨げられているということであり、ギヤノイズは増大する。

歯面精度が良好であるのに歯当たり不良が生じるのは、ケース組み立て精度不良による場合がある。

組み立て基準孔となるケースノック孔の真直度不良や組み付けねじの真直度や直角度起因することがある。

逆に、その組み立て上のずれが修正不可能のときは、歯面形状の修正を行うことで歯当たりのパターンを改善することがある。

以上の考察を要約すると、適正な歯当たりを造り込むためには、下記の3項目が必要である。

- ①シェービングカッタ歯形修整によってワーク歯面を修整する技術
- ②熱処理変形を解析し、その変形量をシェービング加工歯面に取り込む解析技術
- ③ユニット組み立て状態での歯当たりの評価解析を行う技術

3-5. ギヤノイズ評価法開発

3-5-1. 生産工場における評価法

(1)量産評価法(ファイナルベンチ評価法)の開発

ファイナルベンチとは、量産ライン対応の、ユニット全数検査のための検査室である。(筆者が関係した)年間約40万台の生産ボリュームに対応するため、全部で6部屋設定されている。このうち、1号室から5号室はトランスアクスルユニット製造ラインと直結させており、新規に製造されるユニット全数に対応している。6号室はサブラインに接続しており、ギヤノイズ不合格の判定を受けたユニットや修正されたユニットの再検査を行う検査室である。

ファイナルベンチにおけるギヤノイズ判定方法は、従来は官能評価を主体としていた。

官能評価は、dB値等の音の大きさを示す騒音評価ではなく、実際の人の感覚による評価である。すなわち、不快な音かどうかを判別するものであり、現実には有効な評価であると考えられる。しかし、個人差がある等、客観性に問題がある。さらに、評価者が複数いる場合は、個人差が増幅され、整合性が得難くなる。

この問題を解決するため、ファイナルベンチにおけるギヤノイズの判定には、特異回転時音圧相対比較法を採用した。

特異回転時音圧相対比較法とは、特異回転数として設定した回転数でのギヤノイズの音

圧を、マスタトランスアクスルと評価対象ユニットとで比較してユニットの可否を判定する方法である。マスタトランスアクスルとは、ギヤノイズ判定において採用限界として選出されたユニットである。

マスタトランスアクスルを選出するため、絶対官能評価者^{脚注1}が、候補ユニットを車両に搭載して走行し、評価を下す。このとき、候補ユニットを搭載し評価を行う車両は、マスタカーとして選出したものである。条件を統一するため、同一の車両(マスタカー)に候補ユニットを順次積み替えて走行し、評価を行う。評価された幾つかの候補ユニットの中から、採用限界であると評価されたユニットを、マスタトランスアクスルとして選出する。このとき、選出されたユニットが採用限界であると評価されるギヤノイズを発生するエンジン回転数を、特異回転数とする。

選出したマスタトランスアクスルは、ファイナルベンチで周波数分析を行う。マスタトランスアクスルの回転数は特異回転数に固定する。ギヤノイズの取り込み口であるマイクロホンの位置は、トランスアクスル上 15cm と設定している。取り込まれたギヤノイズは、FFT アナライザによって分析される。分析条件は、周波数 0~20kHz、ウェイトは A ウェイト、フィルタはフラットトップとしている。

かみ合い 1 次周波数を下記式により算出し、その周波数に対する音圧を測定する。

$$\text{かみ合い 1 次周波数} = \frac{\text{特異回転数(rpm)} \times \text{次数}}{60} \dots\dots\dots (3-19)$$

但し、次数: 入力軸 1 回転あたりに発生する衝撃の回数

この時得られる音圧を、採用限界値とする。但し、各検査室の暗騒音が微妙に異なるため、各検査室ごとに採用限界値を設定する必要がある。

この採用限界値を用い、特異回転時音圧相対比較法を行う。すなわち、特異回転数での音圧が採用限界値を越えるユニットは不合格、採用限界値以下のユニットを合格と判定する。

新規に製造されたユニットは、量産対応の検査室で評価を行う。大量生産に対応するため、評価時間を 20 秒と設定している。

短時間で評価を行う時、オイル回りが問題になる。すなわち、特に低速用歯車で、油温が低い時にギヤノイズの音圧は高く、油温が上昇するにしたがって音圧は下降し、油温 60℃付近で安定する傾向にある。ギヤノイズを暖気運転前後で比較調査したところ、暖気運転前では暖気運転後に対し、音圧は同程度、あるいは高めになることが確認された。

洗浄後の歯車部品はユニットに組み立てられ、オイルが注入されて、ファイナルベンチに送られる。注入されたオイルがかき回されるのはファイナルベンチであり、油温が上昇する間もなくギヤノイズが評価される。つまり、ファイナルベンチでのギヤノイズ評価は、オイル回り不備による不安定要素を含んだものであり、過剰品質を要求する評価法を採用していると言える。

^{脚注1} 絶対官能評価者とは、変速機ギヤノイズ評価のために特別に訓練された検査員のことであり、この訓練には通常 3~5 年を要する。判定の再現性が重要であるため、絶対官能評価者には高度の音質記憶力がなければならない。これは、先に述べた個人差を小さくする上でも重要である。

1 号室から 5 号室で合格と判定されたユニットは出荷ラインに搬送される。不合格と判定されたユニットは 6 号室に送られ、再検査される。6 号室では、オイル回り不備による不安定性を解消して安定した音圧を得るために、評価時間を最大 5 分間と設定している。現状では、6 号室での再検査の頻度は 5%未満であり、ギヤノイズ判定の不合格率は 0.01%未満である。

ギヤノイズ判定不合格ユニットは、次に述べるオーディットベンチ (Audit Bench: 騒音試験室) で原因を調査し、処置を決定する。

(2) 抜き取り評価法(オーディットベンチ評価法)

オーディットベンチとは、FF 用トランスアクスルのギヤノイズ調査測定評価のための精密検査室のことである(図 3-30 参照)。トランスアクスルには、入力側・出力側ともに DC ダイナモメータを接続し、装置系全体との共振を避けるためにコンクリートベッドに載せた構造としている。室内の壁の全表面にグラスウールを貼り、さらに空気層を設けた防音壁構造とし、暗騒音レベルを 50dB(A)以下に抑えている。

ギヤノイズ評価に先立ち、トランスアクスルに油温センサを取り付け、30 分間暖気運転を行い、60℃以上の油温を確保している。

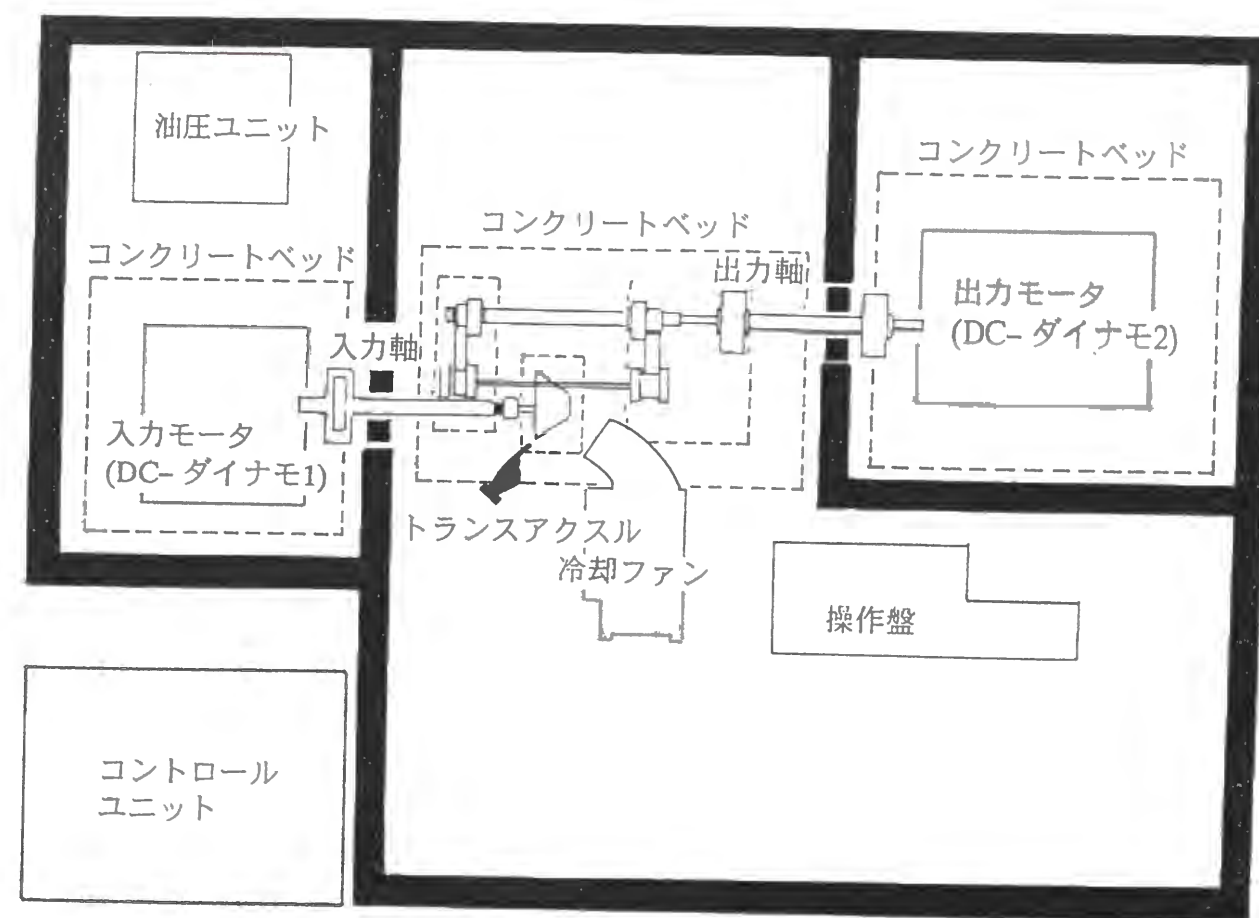


図 3-30. オーディットベンチ

ここでは主として官能評価を行い、補足として周波数分析を行う。また、ギャノイズ判定における官能評価は、絶対官能評価者が行う。

トランスアクスルの加速側、減速側に順次トルクを与え、実車における使用可能な範囲でトルクを変動させながら評価を行う。この時、絶対官能評価者はトランスアクスルより約 2m 離れた操作盤の位置で入力軸の回転数 1,000～2,500rpm の間で評価を行い、加速側、減速側それぞれの最も悪い評価点を判定値とし、総合評価点と称する。

周波数分析には、テストの入力軸回転、出力軸トルク、および入力軸に対する回転変動時間を任意に設定できるプログラムにより、トランスアクスルの自動運転を行い、入力軸の回転パルス出力をベースとして音圧を測定する RPM トラッキング分析を採用している。この時、マイクロホンの位置は、ファイナルベンチと同様、トランスアクスルの上部 15cm である。

実際に自動車を走行させる場合、まず緩やかに加速し、時速 50～60km の範囲にほぼ一定に保った速度で移動し、緩やかに減速させて停止するというのが一般的なパターンである。このような場合は、エンジン音、風切り音、ロードノイズ等の暗騒音の時間的変化も緩やかであり、ギャノイズが発生すると顕著に認識される。このような状態を模擬するため、加速側のテスト運転パターンは入力軸の回転数を 1,000～2,500rpm、入力軸上のトルクを $+5\text{kgf}\cdot\text{m}$ ($49.03\text{N}\cdot\text{m}$) と一定に設定している。減速側の回転数は 2,500～1,000rpm、入力軸上のトルクは $-3\text{kgf}\cdot\text{m}$ ($-29.42\text{N}\cdot\text{m}$) と一定になる。このトルクの設定値は、実車の一般走行で最も多く使用されるトルク値を採用したものである。入力時の回転パルスの検出は 6 回転ごととし、総数約 250 件のデータを抽出する。抽出したデータのオーバーオールに対する影響の大きさを観測する。

(3) 車両評価法

車両評価法とは、評価対象ユニットをマスタカーに搭載し、絶対官能評価者がテストコースを走行して行う官能評価である。オーディットベンチでの評価と同様に、60℃以上の油温を確保するまで暖気運転を行ってから評価を行う。

車両評価はエンジンアイドル回転時にクラッチをつないでからアクセルを踏みこむ急加速評価法、通常加速の緩加速法、一定速評価法、エンジンプレーキを利用した減速評価法の 4 種類に大別できる。

最大時速 120km までの範囲でエンジン回転数毎秒 100 回転ごとに評価を行い、ギャノイズの推移を確認し、そのなかで最も悪い評価点をユニットの総合評価点としている。

車内に伝播されるギャノイズのみを評価するために、評価時は窓を閉めきり、空調設備は作動させない。また、雨天時、強風時は、ロードノイズ等の暗騒音が大きくなり評価結果に支障を来す恐れがあるため、車両評価は行わない。

評価対象ユニットは、先に述べたオーディットベンチでの評価と同じく、ギャノイズ判定不合格品、または抜き取り検査品である。

3-5-2. 新ノイズ評価法開発とその効果

先に述べた官能評価による方法では、絶対官能評価者がすべてを判断しているが、そのとき絶対官能評価者の耳の感覚を普遍化することが望ましい。そこで、絶対官能評価者の耳の感覚、つまり音圧、周波数、そして音色の音の 3 要素をオーディットベンチにおいて計器上に取り込み、官能評価を計器評価に置き換えるシステムを開発した。

評価のベースは官能評価に適用されるレーティング方法である 10 点法に対し、さらに高度の判定を行うために評価点を細分化し、ギャノイズ合否ラインの近傍においては 0.25 点刻みの評価点を設定した。

本システムの開発目標は、この自動システムによる計器判定値と絶対官能評価者による判定値との差を ± 0.25 点にまで収れん(斂)させることである。

開発したシステムは以下のような内容を持っている。

(1) 聴覚モデルに基づく音の分析

官能評価を計器評価に置き換えるために、下記の分析特性が必要である。

○聴覚上の聞こえ方が分析結果と比例すること。

○聴覚上独立して聞こえる複数の音は複数の信号として、

また、一つの音に聞こえる複合音は一つの音として分析されること。

○聴覚上連続的に聞こえる音は連続的な信号として、

間欠的に聞こえる音は間欠的信号として分析されること。

このことを考慮し、計測システムに対して以下の改良を行った。

(a) マイクロホン位置の見直し

従来のマイクロホン位置は供試体上 15cm であったが、絶対官能評価者は操作盤の位置で評価を行う。そこで音の伝播、指向性等を考慮し、マイクロホン位置を操作盤上、絶対官能評価者の耳の位置に変更した。方向・高さも耳の位置に準じている。この変更の効果を確認するため、ユニット運転騒音の RPM トラッキング分析を行い、最悪評価ポイントの合致の確認を行った。マイクロホン位置変更による同一トランスアクスルの分析比較結果を図 3-3 1、図 3-3 2 に示す。官能評価で最悪評価(ピーク)となる回転数は 1,670rpm であるが、マイクロホンを供試体上 15cm とした時のピーク回転数は 1,750rpm(図 3-3 1 参照)となり、操作盤上(評価者の位置)とした時のピーク回転数と異なる(図 3-3 2 参照)。

この結果により、最悪評価点を示す回転数に対しては、マイクロホンを操作盤上とする方が、官能評価との相関が高くなることが確認できる。

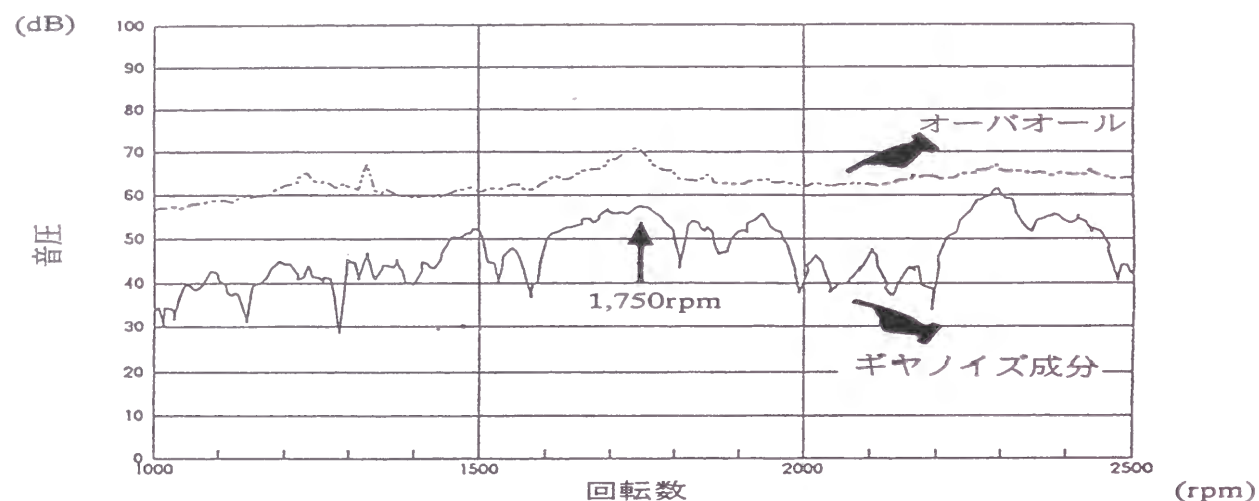


図 3-31. RPM トラッキング分析例(マイクロホン位置変更前: 供試体上 15cm)

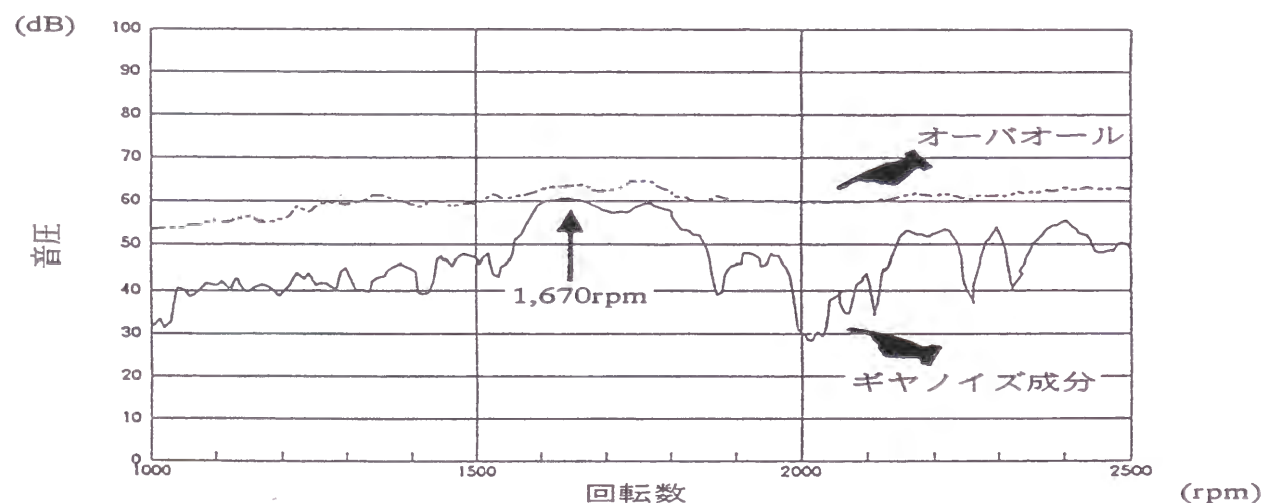


図 3-32. RPM トラッキング分析例(マイクロホン位置変更後: 操作盤上)

(b) マスキング効果と領域設定

人間は同時に二つ以上の音を聞き分けることが出来る。しかし、一つの音が大きくなると他の音が聞きづらくなったり、また、聞こえなくなったりする。このように、大きい音のため、他の音が聞こえなくなる現象をマスキング効果という。

対象とする音が純音の場合、その周波数を中心とする特定の周波数帯のみがマスキング領域となり、この帯域を臨界帯域幅と称する(図 3-33 参照)。

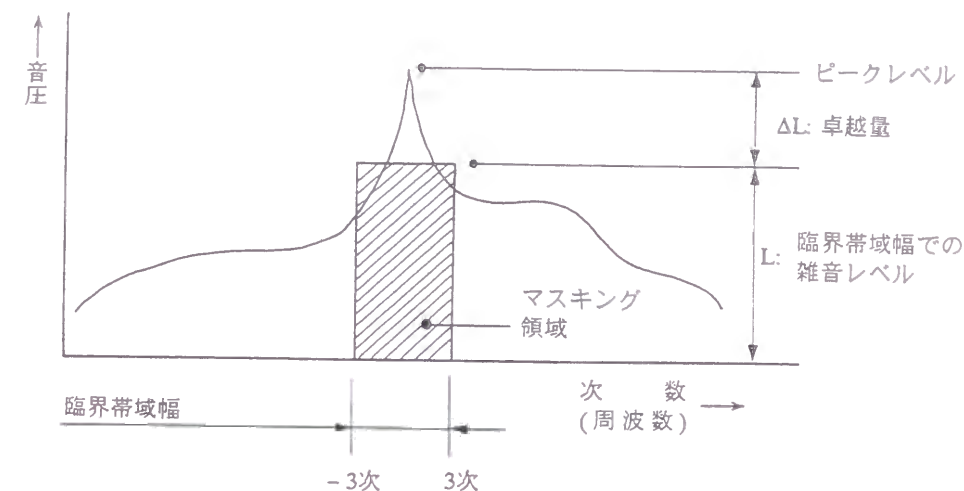


図 3-33. 臨界帯域幅の設定

本研究では、次の式を参考とし^[20]、臨界帯域幅を設定した。

$$C_{BC} = 25 + 75 \left[1 + 1.4 \left(\frac{f}{1000} \right)^2 \right]^{0.69} \dots \dots \dots (3-20)$$

C_{BC} : 臨界帯域幅
 f : 目的中心周波数

ギヤノイズの場合、基本となる歯のかみ合い周波数成分とその高調波成分のほかに、これらのサイドバンド成分が存在する。サイドバンドの発生は、聴覚に密接な関係があり、発生の仕方によっては偏心音として、また、うなり音として感じられる。発生要因として軸の心ずれ、ギヤの偏心、またはかみ合い率の変動等が確認されている。

どのようなサイドバンドが発生するかをあらかじめ正確に予測することは容易ではないので、ここでは歯車の歯数を仮想的に増減して得られるかみ合い周波数成分を、対象とする歯車のギヤノイズのかみ合い周波数成分のサイドバンド成分であると近似することにする。すなわち、中心次数 (Base Order) の音圧を同一としてサイドバンドの発生の仕方を変更したダミーの音を、仮想歯数を変更することにより作成する (Side Band Order)。このモデル音を用い、サイドバンドの発生と聴覚との関係を検証した。

サンプル 1 (図 3-34 参照) では、オリジナルと称して目的中心次数の音圧を表示している。このオリジナル音の絶対官能評価者による官能評価結果は 6 点であった。

サンプル 2 (図 3-35 参照) では、目的中心次数の音圧をサンプル 1 と同じにし、駆動側歯車の仮想歯数 ±1 枚において、サイドバンドを左右対称に発生させている。この時の絶対官能評価者による官能評価は、オリジナルに対して「うなり音」ありで、若干悪く 5.5 点であった。

サンプル 3 (図 3-36 参照) では、目的中心次数の音圧をサンプル 1, 2 と同一として駆動側歯車の仮想歯数 ±1 枚、±2 枚のサイドバンドを発生させた。この時の絶対官能評価者による官能評価は、オリジナルに対して「うなり音」大であり 5.0 点であった。

サンプル 4 (図 3-37 参照) では、目的中心次数の音圧をサンプル 3 と同一として駆動側歯車の仮想歯数 ±1 枚、±2 枚、±3 枚のサイドバンドを発生させた。この時の絶対

官能評価者による官能評価は、サンプル3と変わらず「うなり音」大であり5.0点であった。

以上の結果により臨界帯域幅の中でのサイドバンドの発生は、官能評価にも影響を及ぼすことが確認でき、官能評価に影響を及ぼす歯数として目的中心次数に対し±2枚までの仮想歯数であるとして測定状況を十分評価できることがわかった。本システムでは、以上の結果をもとに、評価システムを駆動するプログラムにおいては、仮想歯数を変更して、サイドバンドの発生位置を指定することができるようにし、他のギヤトレーンの影響をも完全にもうらすために、判定の安全を見込んで、サイドバンド設定領域を±3枚の次数領域として設定した。

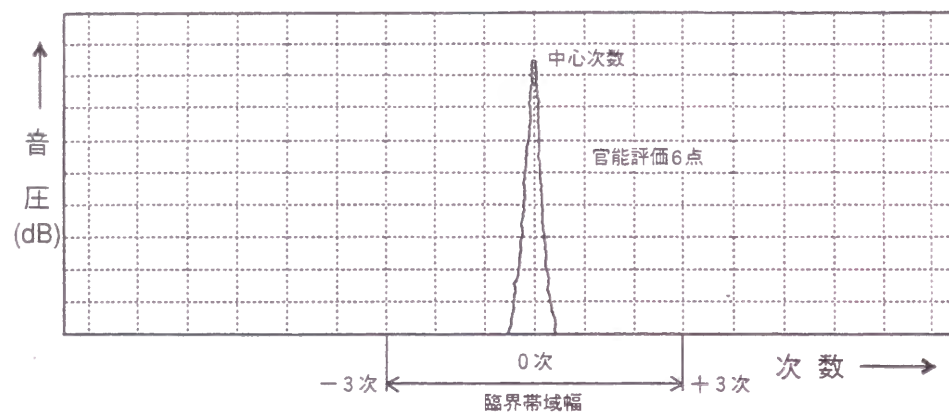


図3-34. サイドバンドの発生(サンプル1)

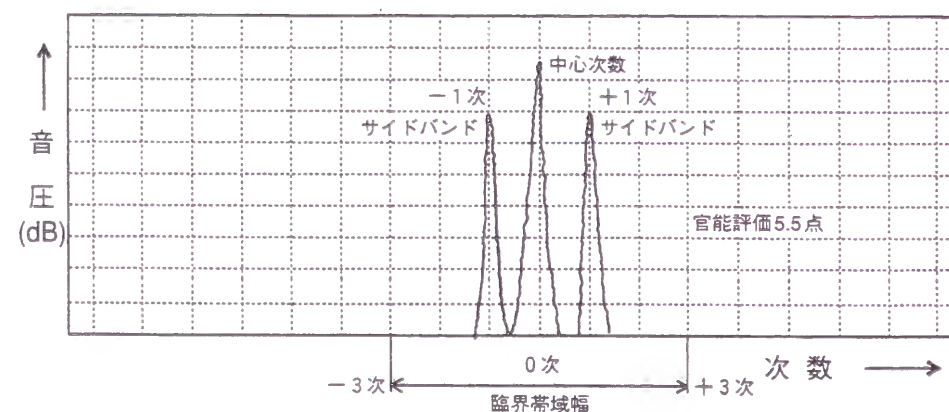


図3-35. サイドバンドの発生(サンプル2)

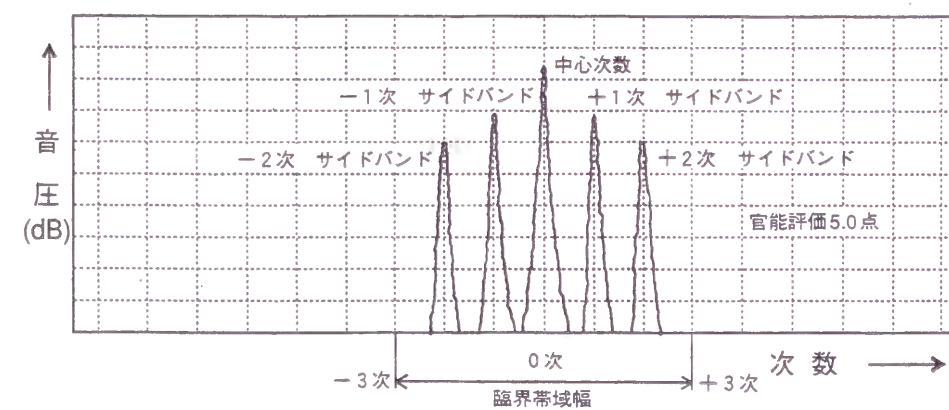


図3-36. サイドバンドの発生(サンプル3)

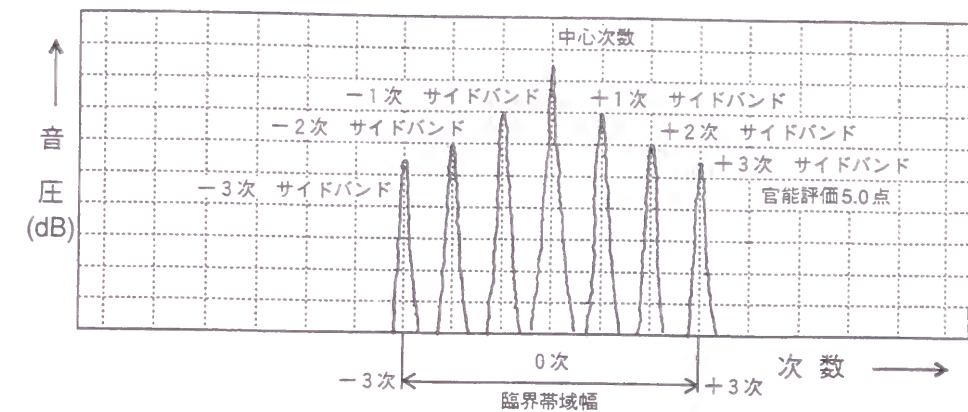


図3-37. サイドバンドの発生(サンプル4)

また、聴覚には動特性がある。

偏心音の時系列波形を、縦軸に音圧、横軸に時間を取り、図3-38に示す。時間軸波形の特徴として一歯のかみ合いによる音圧の立ち上がり、大きな波高比(ピークレベル/バックグラウンドレベル)が挙げられる。このような音に対する感覚量には聴覚の動特性が影響することが知られている。

この波形のピークの部分を聴覚の動特性モデルに置き換え、その一つのピーク波形に着目する(図3-39参照)。実際のうなり音を斜線の部分とし、曲線は聴覚の動特性を表す。聴覚の動特性は立ち上がり傾斜部の前方のマスキング、ピークレベルのオーバーシュート、そして聴覚残効となる信号のマスキングの3つに大別できる。

本システムにおいて、実際の音圧より大きく感じられる特性であるオーバーシュート部を、先に述べたサイドバンドに対し、ウェイトとして適用する。

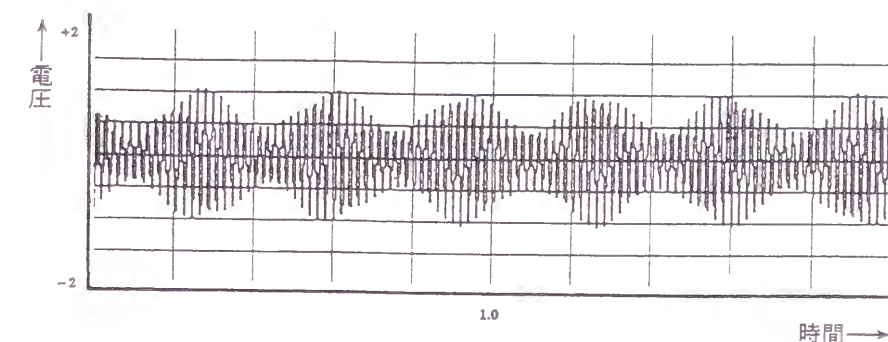


図3-38. 偏心音の時系列波形

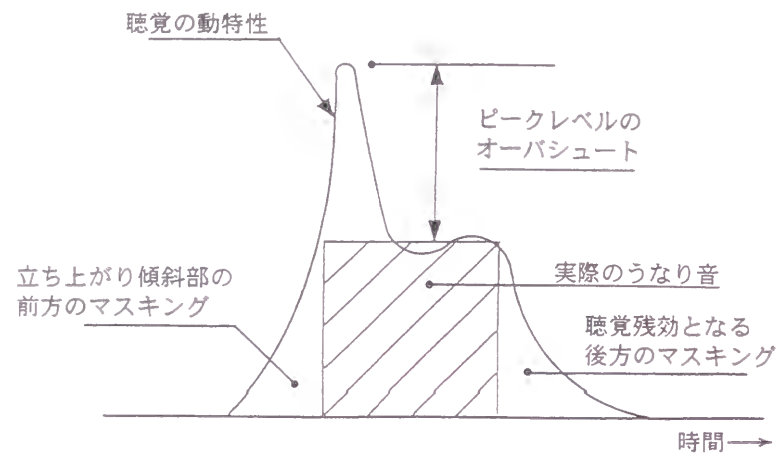


図 3-39. 聴覚の動特性

(c) ピークレベルの考え方

音の聞こえ方は、目的とする中心次数(Base Order)とサイドバンド次数(Side Band Order)のそれぞれが、暗騒音に対し、どれだけ卓越しているかによって決まると考えられる。すなわち、目的とするギヤノイズ成分が、先に述べた臨界帯域幅内の雑音レベル(LdB)に対して、何 dB(Δ LdB)卓越しているかによって聞こえ方が決まる(図 3-33 参照)。この概念を次節で述べるプログラムに反映し、演算式として適用する。

(2) プログラミング

前項(1)で述べた内容を統合し、処理のプログラムを開発する。

RPM トラッキング分析を手法として用いているため、ウォータフォール解析を例として述べる。

① RPM トラッキング分析

図 3-40 に RPM トラッキング分析結果を示す。

分析は、回転数が 1,000~2,500rpm、周波数が回転周波数の次数で 0~50 次までの範囲で行う。次数を 50 次までとする根拠は、対象とするトランスアクスルのどの仕様においても目的発生一次を満足するためである。その他、FFT アナライザの分解能は 800 ラインである。

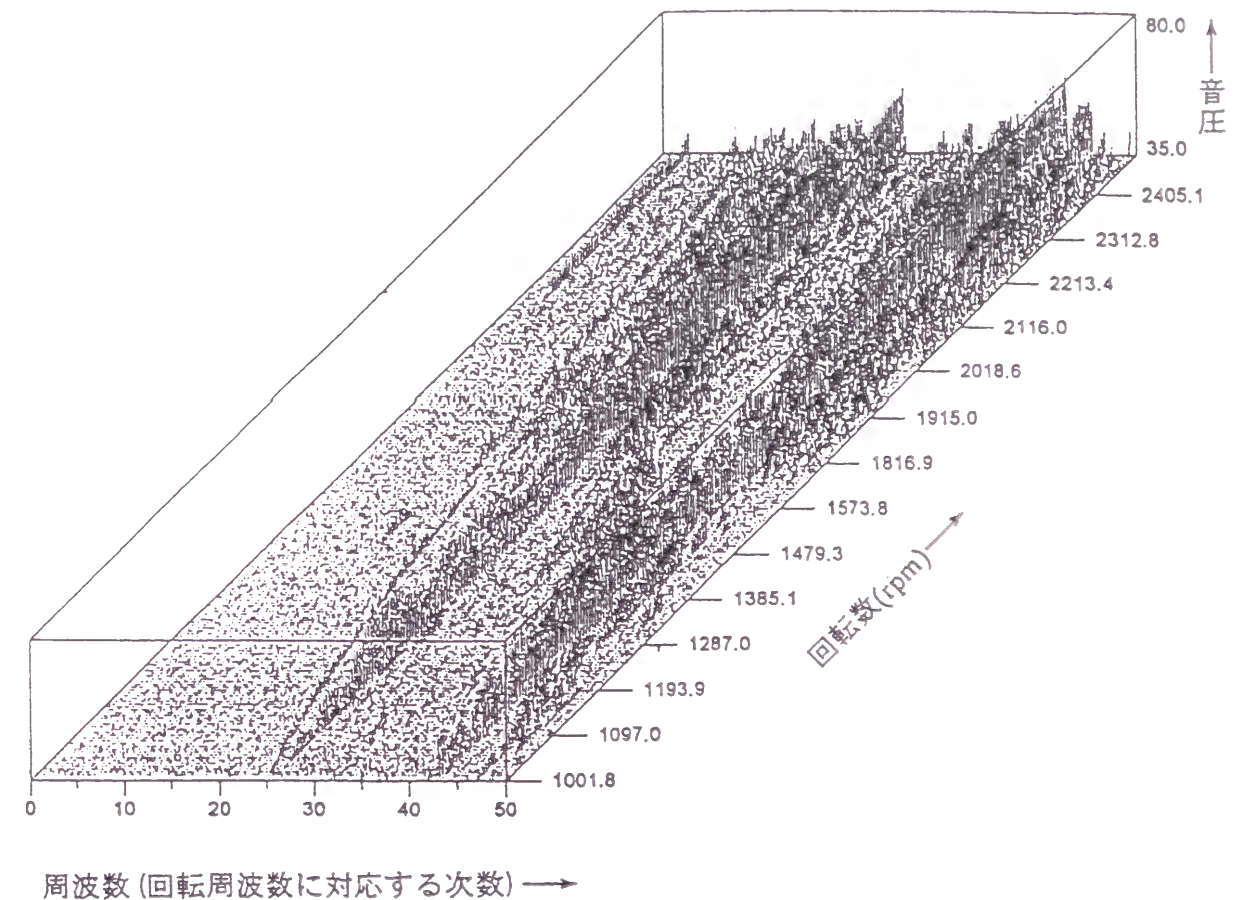


図 3-40. RPM トラッキング分析例

② 歯車諸元入力および臨界帯域幅の設定

目的とする歯車のかみ合い一次周波数の設定を行う。この場合、終減速ギヤのかみ合いを対象とするため、次式

$$O_{Mo} = \frac{Z_1}{Z_2} \cdot Z_3 \cdots \cdots (3-21)$$

によって発生一次の次数を算出する(目的中心次数の設定)。

求められた目的中心次数に対し、臨界帯域幅($O_{Mo} \pm 3$ 次)を設定し、この次数範囲(中心周波数に対し合計 6 次の巾)を演算対象とする。

③ 演算

RPM トラッキング分析で得られる次数分析データの一つの次数波形を対象にして演算を行う。

臨界帯域幅設定時に求めた目的中心次数 O_{Mo} に加え、駆動歯車と被動歯車それぞれのサイドバンド次数を次のようにして求める。

(対象ギヤの歯数)

4 速駆動ギヤ

$$Z_1=37 \dots\dots\dots (3-22)$$

4 速被動ギヤ

$$Z_2=34 \dots\dots\dots (3-23)$$

メーンシャフト(終減速駆動ギヤ)

$$Z_3=19 \dots\dots\dots (3-24)$$

リングギヤ(終減速被動ギヤ)

$$Z_4=71 \dots\dots\dots (3-25)$$

(メーンシャフトのサイドバンドの次数)

$$O_{MO} = \frac{Z_1}{Z_2} \cdot Z_3 \dots\dots\dots (3-26)$$

(ベースオーダ)

$$O_{MO+1} = \frac{Z_1}{Z_2} \cdot Z_{3+1} \dots\dots\dots (3-27)$$

$$\text{但し、} Z_{3+1}=19+1 \dots\dots\dots (3-28)$$

$$O_{MO+2} = \frac{Z_1}{Z_2} \cdot Z_{3+2} \dots\dots\dots (3-29)$$

$$\text{但し、} Z_{3+2}=19+2 \dots\dots\dots (3-30)$$

$$O_{MO-1} = \frac{Z_1}{Z_2} \cdot Z_{3-1} \dots\dots\dots (3-31)$$

$$\text{但し、} Z_{3-1}=19-1 \dots\dots\dots (3-32)$$

$$O_{MO-2} = \frac{Z_1}{Z_2} \cdot Z_{3-2} \dots\dots\dots (3-33)$$

$$\text{但し、} Z_{3-2}=19-2 \dots\dots\dots (3-34)$$

(リングギヤのサイドバンドの次数)

$$O_{RO} = Z_4 \cdot \frac{Z_1}{Z_2} \cdot \frac{Z_3}{Z_4} \dots\dots\dots (3-35)$$

(ベースオーダ)

$$O_{RO+1} = Z_{4+1} \cdot \frac{Z_1}{Z_2} \cdot \frac{Z_3}{Z_4} \dots\dots\dots (3-36)$$

$$\text{但し、} Z_{4+1} = 71+1 \dots\dots\dots (3-37)$$

$$O_{RO+2} = Z_{4+2} \cdot \frac{Z_1}{Z_2} \cdot \frac{Z_3}{Z_4} \dots\dots\dots (3-38)$$

$$\text{但し、} Z_{4+2} = 71+2 \dots\dots\dots (3-39)$$

$$O_{RO-1} = Z_{4-1} \cdot \frac{Z_1}{Z_2} \cdot \frac{Z_3}{Z_4} \dots\dots\dots (3-40)$$

$$\text{但し、} Z_{4-1} = 71-1 \dots\dots\dots (3-41)$$

$$O_{RO-2} = Z_{4-2} \cdot \frac{Z_1}{Z_2} \cdot \frac{Z_3}{Z_4} \dots\dots\dots (3-42)$$

$$\text{但し、} Z_{4-2} = 71-2 \dots\dots\dots (3-43)$$

式(3-26)、式(3-35)より明らかなように、

$$O_{RO} = O_{MO} \dots\dots\dots (3-44)$$

である。

サイドバンドに対して、聴覚の動特性のオーバシュート部を適用した重みづけを設定する。終減速ギヤノイズに対しては、指定次数に対する重みづけ係数として A, B, C, D を導入し、それぞれ式(3-45)にてその数値を表示する。

$$A=B=C=D=1.0 \dots\dots\dots (3-45)$$

これら重みづけ係数は、官能評価との相関をとりながら求めた値である。

FFT アナライザの分解能が 800 ラインであり、次数を 50 次までとしているため、演算対象範囲(6 次)に含まれるライン数は

$$\frac{800}{50} \times 6 = 96 \dots\dots\dots (3-46)$$

より 96 ラインとなる。目的中心次数、サイドバンド次数を除いた残りの 87 ラインに対する音圧(dB 値)の残平均値 L を次式

$$L = \frac{\sum_{i=10}^{96} f(L_i)}{87} \dots\dots\dots (3-47)$$

但し L_i : 各次数

$f(L_i)$: 各次数における音圧値(dB)

によって求める。

最終的に、卓越量 GE は次式

$$GE = [\{(A \cdot L_1) - L\}^2 + \{(B \cdot L_2) - L\}^2 + \{(C \cdot L_3) - L\}^2 + \{(D \cdot L_4) - L\}^2 + (L_9 - L)^2 + \{(D \cdot L_5) - L\}^2 + \{(C \cdot L_6) - L\}^2 + \{(B \cdot L_7) - L\}^2 + \{(A \cdot L_8) - L\}^2]^{1/2} \dots\dots\dots (3-48)$$

により算出する。

以上の演算は、RPMトラッキング分析中のある1回転における卓越量の算出であり、1,000～2,500rpmの次数分析データ250すべてについて演算を行う必要がある。

本項の条件にもとづく演算結果の一例を図3-41に示す。

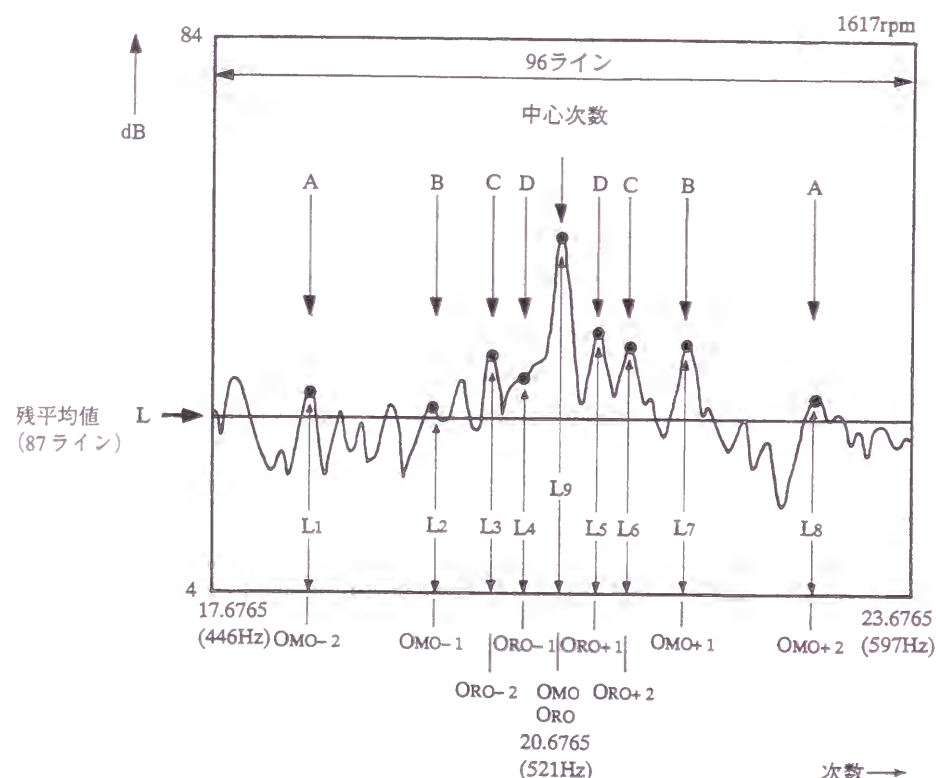


図3-41. 聴覚モデルによる騒音のシミュレーション
プログラム演算結果の例

(3) 演算結果の評価判定

演算結果を判定するベースとなるのは官能評価(10点法)であるので、演算値を評価点に置き換え等級判定を行う必要がある。

評価点を分類するには境界を設けなければならない。境界付近のギャノイズの判定値は、官能評価においては絶対官能評価者が経験的に判断して決定している。この判断をコンピュータに行わせるには、定量的でないものを定量化する手法が必要である。

このための手法として、ファジイ理論を導入した。二つの値を境界値として設定し、高さが同じで幅が異なる釣鐘型の領域に評価クラスを対応させている(図3-42参照)。評価クラスは官能評価による10点法の点数としている。各評価クラスの代表的なサンプルの演算値を各評価クラスを中心とし、官能評価により、境界付近と判定されるサンプルの演算値と官能評価との相関を取りながら、多数のサンプルより各評価クラスの境界値を設定する。この境界値は、ギャの種類ごとでの設定が必要である。

図3-42に示すように、得られた演算値において、評価クラスを分類する釣鐘型の

領域が重複していない場合、直接当てはまる評価クラスを判定値とする。また、図3-43に示すように、得られた演算値において、評価クラスを分類する釣鐘型の領域が重複している場合、重複している各評価クラスのそれぞれの高さを読み取り、高い方の評価クラスを判定値とする。しかし、低い方の高さが高い方の高さの30%以上である場合は、主判定値に対し、上下の補足を加える。

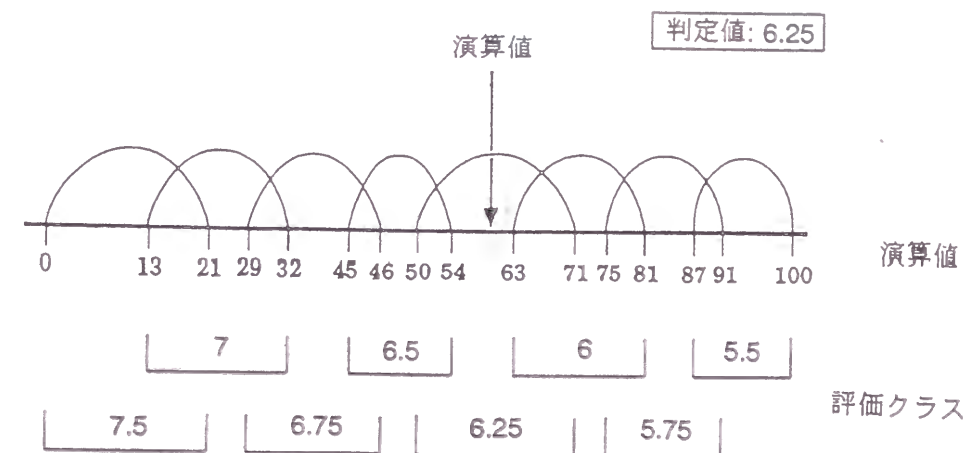


図3-42. 演算結果の等級判定への変換(サンプル1)

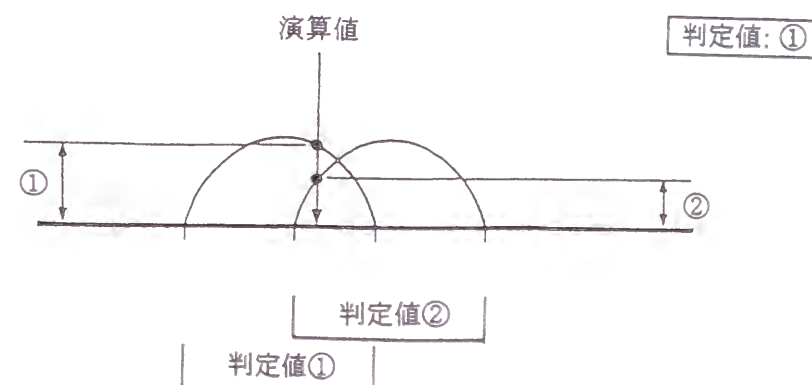


図3-43. 演算結果の等級判定への変換(サンプル2)

(4) 評価点推移グラフ

ギャユニット運転騒音を種々の回転速度により測定して評価点を算出し、それがどのように推移するかの状況の一例を図3-44に示す。縦軸の左に演算値、右に評価判定域を示す。横軸は測定回転域を示し、波形は演算された全回転数の評価点の推移を表す。カーソルは推移中のピーク回転数と最大の演算値を示し、推移中最も評価の悪い部分を総合評価点と称し、左上に表示させる。得られた総合評価点が対象とするギャユニットのギャノイズ評価点であり、この点数により可否を決定する。

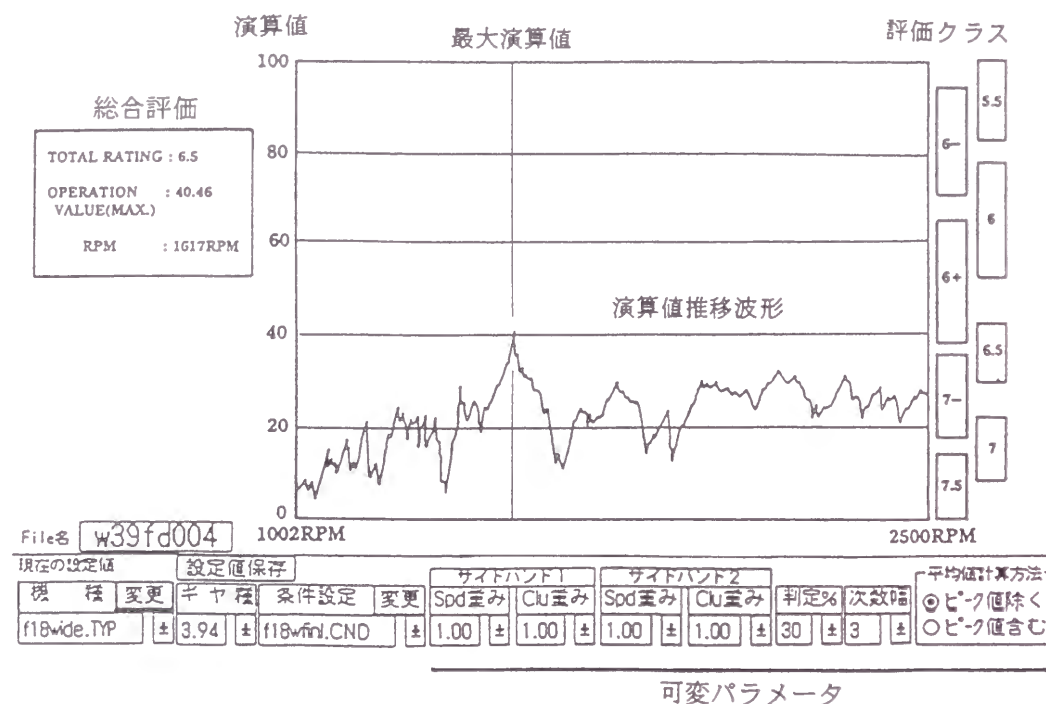


図3-44. 評価点推移例

(5) プログラム判定結果

プログラム判定結果の評価例を図3-45に示す。これは本プログラムにより求めた評価点と官能評価者における評価点の値を比較したものであり、グラフ中の数字はサンプル数を表している。図に示すように、官能評価点とプログラム評価点の差が最大1ランク(0.25点)という結果を得た。この値は絶対官能評価者の判定誤差と同レベルである。

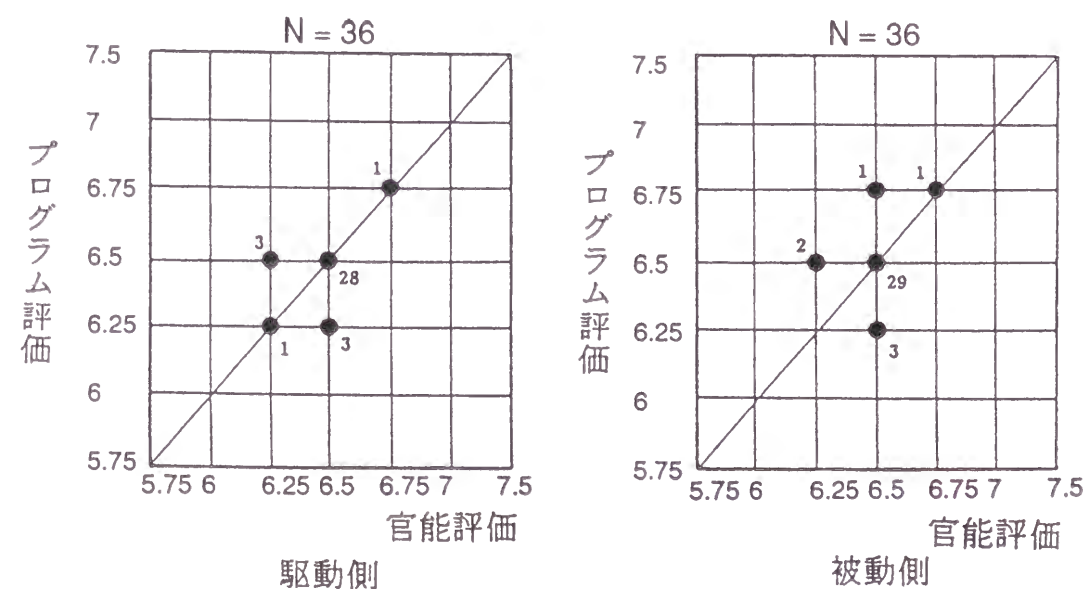


図3-45. プログラム判定結果の評価

(6) 結 言

本項に述べた新ギヤノイズ評価法をオーディットベンチ(トランスアクスル検査室)で用い、量産されてくるユニットの騒音評価を行ったところ、良好な結果を得ることが出来た。

定常音であるギヤノイズの計器評価方法の考え方として、聴覚の概念をプログラムに取り入れたことと、従来からギヤノイズ評価を行ってきた絶対官能評価者が存在し、彼らの感覚的情報、知識をプログラム中に吸い上げることでこの成果を得るに至らせたと考える。

すなわち、

- ①定常音に対するピークの考え方として、臨界帯域幅の雑音レベルにおけるピークの卓越量を採用
- ②臨界帯域幅の設定は、参考式よりダミーの音を作成し、評価者との照合を行う
- ③サイドバンドの発生状況と聴覚、そして聴覚の動特性の適用
- ④判定値の設定として官能評価の数値化、およびファジィ理論の採用
- ⑤サイドバンドのウエイトを聴覚の動特性のオーバーシュートから適用

以上の内容をプログラムに反映し、プログラム判定結果と絶対官能評価との差を当初の目標である±0.25点におさめることに成功した。

3-6. ギヤノイズ向上のための解析と対策事例

これまでに論じてきたギヤノイズ向上のための理論解析に基づく設計変更対策と、実機実験解析手法としての部品相互組み替え法・歯当たり解析法を駆使し、さらに技術解決手法としてのギヤディベロップ(歯面形状修整)を加味して解析実験を行い、具体的な効果を出し得た多くの事例のうち、代表的2例——FF車用トランスアクスル終減速ギヤノイズ改良^[9]、FF車用トランスアクスル5速ギヤノイズ改良^[21]——について述べる。

3-6-1. FF車用トランスアクスル終減速ギヤノイズ改良
(設計対策/工法対策)

(1) 背景

いすゞ自動車株式会社で設計したFF車(MTA)用トランスアクスル終減速ギヤ4種(3.35レシオ、3.45レシオ、3.58レシオ、3.83レシオ)は量産開始時よりファイナルベンチでの官能評価におけるNG率が大きく異なっていた。すなわち、表3-6に示す通りである。一方、OPEL社で設計し、いすゞ自動車株式会社で生産しているFF車(F16)用トランスアクスル終減速ギヤ5種全て量産開始時よりファイナルベンチでの官能評価NG率は常に0.1%以下である。

表3-6. レシオごとNG率

呼称	レシオ	NG率	累計生産台数
MTA	3.35	30%	2,000
	3.45	35%	3,500
	3.58	1%以下	2,500
	3.83	4~5%	4,000
F16	3.55	0.1%以下	1,000,000
	3.72		
	3.94		
	4.19		

生産工法上はMTAもF16も全く同一である。また、官能評価者と官能評価装置も同じである。このことより、主として3.35レシオおよび3.45レシオでNG率の高いことは設計要因によるものであると考えられる。

(2) 歯車諸元比較

ここで、いすゞ自動車株式会社設計終減速ギヤ4種のなかで最もNG率の高い3.45レシオの終減速ギヤ、最もNG率の低い3.58レシオの終減速ギヤと、OPEL車設計5種のなかでギヤノイズレベルが最も良くかつ安定している4.19レシオの終減速ギヤの、歯車諸元解析結果を表3-7に示す。表3-7からわかるように、従来から述べられてきた総合

かみ合い率が高いほど、ギヤノイズレベルが向上する結果にはならず、OPEL社向け4.19レシオ終減速ギヤセットは、表に挙げた3機種の中で最も総合かみ合い率が小さいにもかかわらず、ギヤノイズレベルは大量生産実験結果において最良である。

(3) かみ合い接触線長さの安定域の比較

そこで、着目する評価項目を総合かみ合い率からかみ合い接触線長さの安定域に変更する。最もギヤノイズの良好なOPEL設計4.19レシオ終減速ギヤセットのかみ合い接触線長さの安定域は68.2%で、最もギヤノイズの不良率の高いいすゞ自動車株式会社設計3.45レシオ終減速ギヤセットのかみ合い接触線長さの安定域は図3-8(No.1旧)に示したように8.4%である。

表3-7. 終減速ギヤ諸元比較

	いすゞ設計 3.45レシオ		いすゞ設計 3.58レシオ		OPEL設計 4.19レシオ	
モジュール	2.5		2.5		2.5	
圧力角	20°		20°		17.5°	
ねじれ角	28°		30.5°		32°	
中心距離	127		127		125	
歯数	20	69	19	68	16	67
正面かみ合い率	1.46		1.42		1.16	
重なりかみ合い率	1.50		1.62		1.68	
総合かみ合い率	2.96		3.04		2.84	
かみ合い安定域の長さ	8.4%		23.2%		68.2%	
終減速ギヤノイズ絶対官能評価	3~5点		5.5~6.5点		5.5~6.5点	

(4) 新設計3.45レシオ

同一中心距離、同一歯幅、ギヤレシオ同一の条件下で、かつ、歯車曲げ強度、面圧強度ともに従来諸元と同等以上の条件下で、かみ合い接触線長さの広域化を基準として歯車諸元設計を行うと、表3-8に示す諸元の下でかみ合い接触線長さは表3-8(No.1新)に示したようになる。

(5) 量産実験結果

上記設計諸元3.45レシオの終減速ギヤの3,000セットの先行量産テストを行ったところ、NG率は1.0%以下、ランダム抽出による10台の車両のギヤノイズ評価の結果は5.5~6.0点と、約1点向上した。

表 3－8．新設計 3.45 レシオ諸元表

モジュール	2.4
圧力角	17.5°
ねじれ角	30°
中心距離(mm)	127
歯数	20 69
正面かみ合い率	1.41
重なりかみ合い率	1.66
総合かみ合い率	3.07
かみ合い安定域の長さ	31.6%

(6)結 言

同一歯車精度であれば、かみ合い安定域が広域化されている方がギヤノイズは良好になる。この時、総合かみ合い率よりかみ合い安定域の広域化を重視すべきである。

3－6－2．FF 車用トランスアクスル 5 速ギヤノイズ改良 (設計対策/工法対策)

(1)背景

ドイツ OPEL 社 TDC (Technical Development Center) 開発設計 FF 車用トランスアクスル(モデル名 F18-5 型、図 3－4 6 参照)については、'93 年 12 月量産開始時より 5 速ギヤノイズが客先および開発側(TDC)からのクレームとして取り上げられてきた。

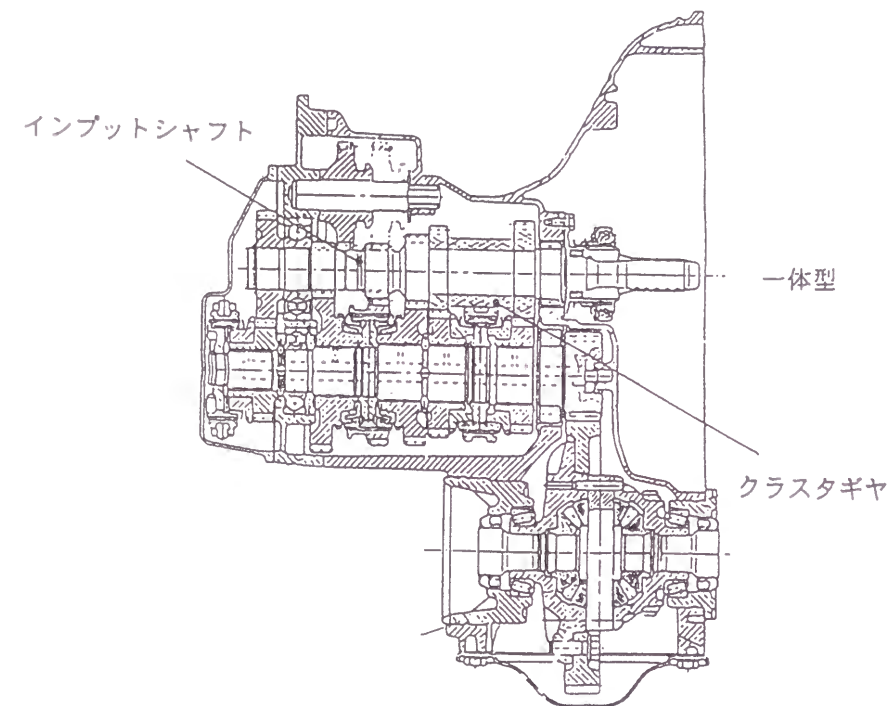


図 3－4 6．F18-5 トランスアクスル構造図

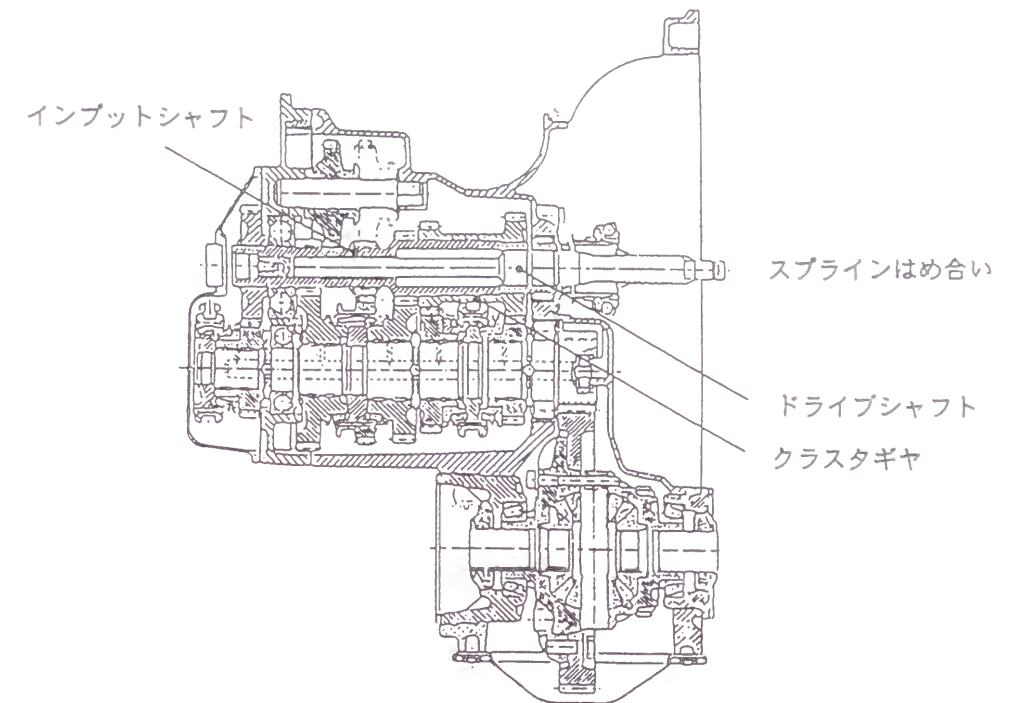


図 3－4 7．F16-5 トランスアクスル構造図

新モデル F18-5 トランスアクスルは旧モデル F16-5 トランスアクスル(図 3－4 7 参照)のモデルチェンジ品である。F16-5 トランスアクスルは'81 年より年産 45～55 万台の規模で生産し続けてきた。'93 年 12 月に F16-5 から F18-5 にモデルチェンジしたが、生産量はそのまま引き継いだ。新モデルになってから、低速域における 5 速ギヤノイズクレームの発生率が高くなった。5 速ギヤノイズクレームとは、特に低速域(時速 40km～60km)での絶対官能評価が 4.0～5.0 点レベルということである。各車速域と各変速域における車載時のギヤノイズ官能評価限界値を図 3－4 8 に示す。

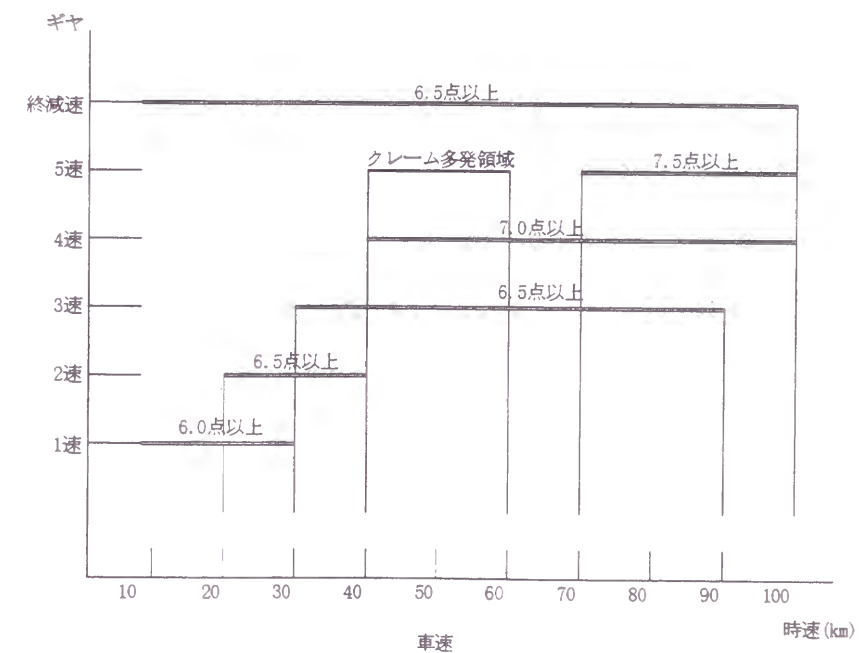


図 3－4 8．車速の関数としてのギヤノイズレーティング保証範囲

そこで京都大学工学部精密工学科久保教授が開発した歯車運転性能シミュレーションプログラムを用い、振動起振力と車載時のギヤノイズ官能評価と歯当たりの関係を解析し、また実験によりその妥当性を検討した。さらに、歯車かみ合い率よりかみ合い安定域および伝達誤差を解析し、これに基づき歯車諸元変更設計を行い、新諸元歯車について解析・試作・評価・量産試作までを行った。

上記プログラムによるシミュレーション解析と試作評価に基づき、ギヤディベロップにより、低速域でのギヤノイズが2.0～3.0点向上することが判明した。そこで、'95年1月よりギヤディベロップに基づくシェービングカッタ再研削歯形・リードクラウニング指示変更による量産を行ったが、その後大きなトラブルは発生しなかった。以下本項ではその経過・原因究明・方策について述べる。

(2)車両評価法

マスターカーで絶対官能評価者が5速ポジションにおいて、24秒間に時速40kmから時速100kmまで等加速度で加速してギヤノイズ評価を行った。その結果を図3-49に、回転次数分析の結果を図3-50に示す。この区間にギヤノイズの最悪評価点5.5点が発生する。

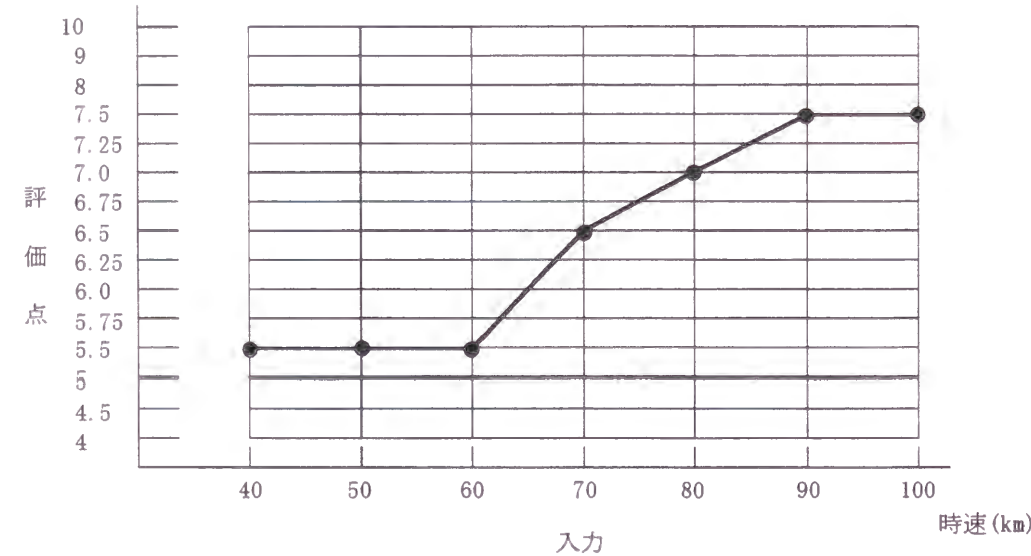


図3-49. マスターカーギヤノイズ評価結果
(時速40kmから時速100kmまで24秒間等加速した場合)

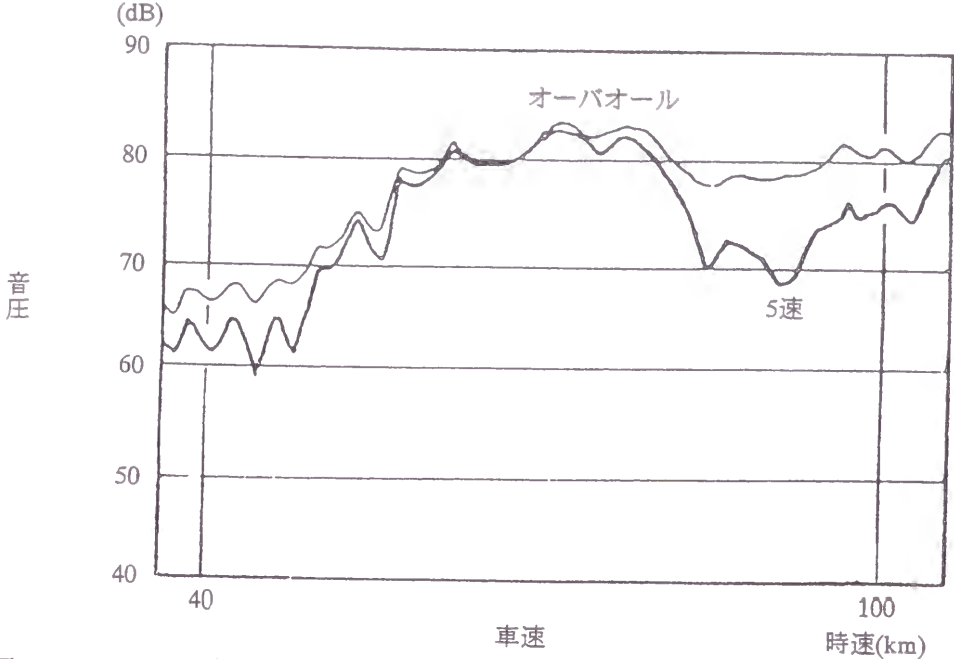


図3-50. 回転次数分析結果 (マスターカー)
(時速40kmから時速100kmまで24秒間等加速した場合)

歯車精度はDIN8級と図面規格を満足していた。

加速条件によりギヤノイズの差が生じるかどうかを調査するため、48秒間に時速40kmから時速100kmまで等加速度で加速する場合、および、130秒間に同じく時速40kmから時速100kmまで等加速度で加速する場合のギヤノイズ評価を行った。48秒間等加速を行ったときのギヤノイズ評価結果を図3-51に、回転次数分析結果を図3-52に、同じく130秒間等加速を行ったときのギヤノイズ評価結果を図3-53に、回転次数分析結果を図3-54に示す。加速条件により、ギヤノイズレベルに大きな差が生じないことがわかった。

このことから、走行抵抗、すなわち、トルクの変化によるギヤノイズのレベルの変化は少ないと言える。

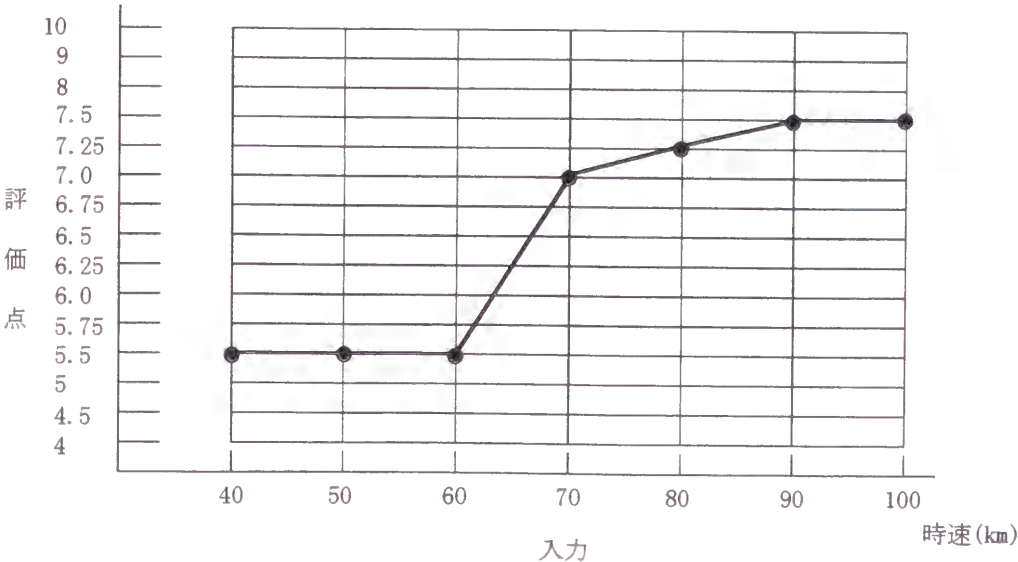


図3-51. ギヤノイズ評価結果 (マスターカー)
(時速40kmから時速100kmまで48秒間等加速した場合)

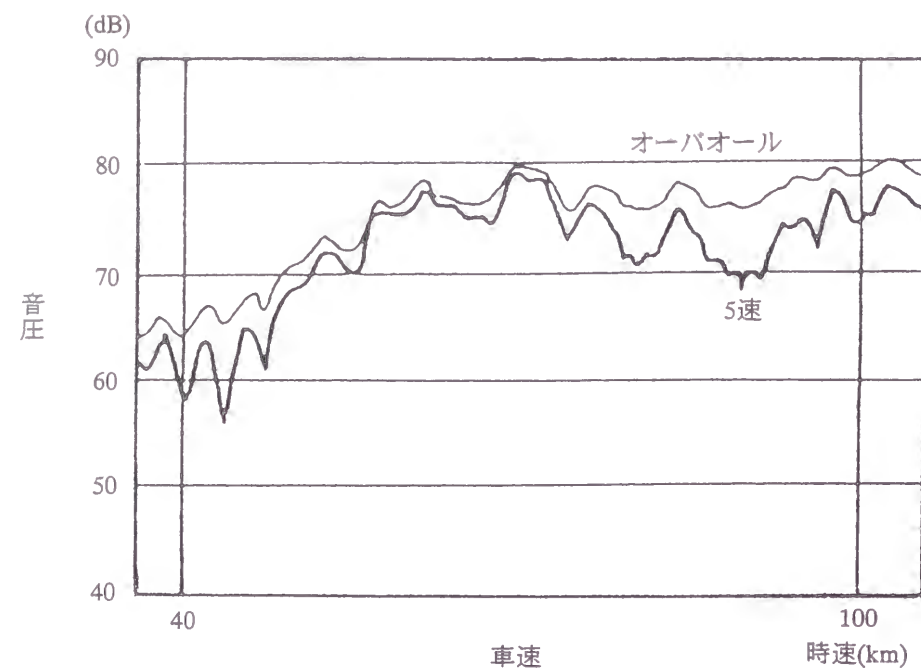


図 3-52. 回転次数分析結果 (マスターカー)
(時速 40km から時速 100km まで 48 秒間等加速した場合)

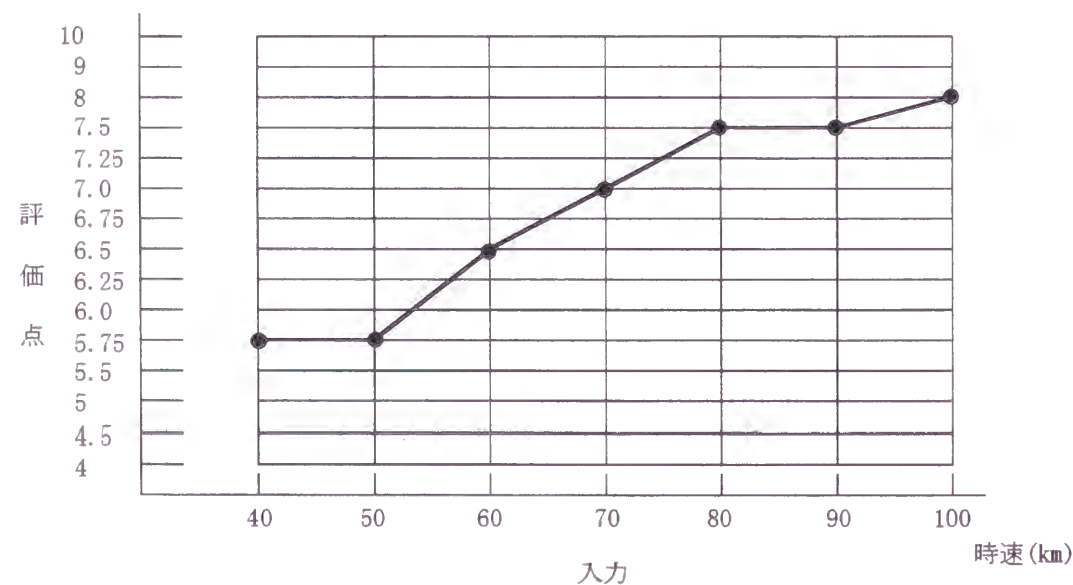


図 3-53. ギヤノイズ評価結果 (マスターカー)
(時速 40km から時速 100km まで 130 秒間等加速した場合)

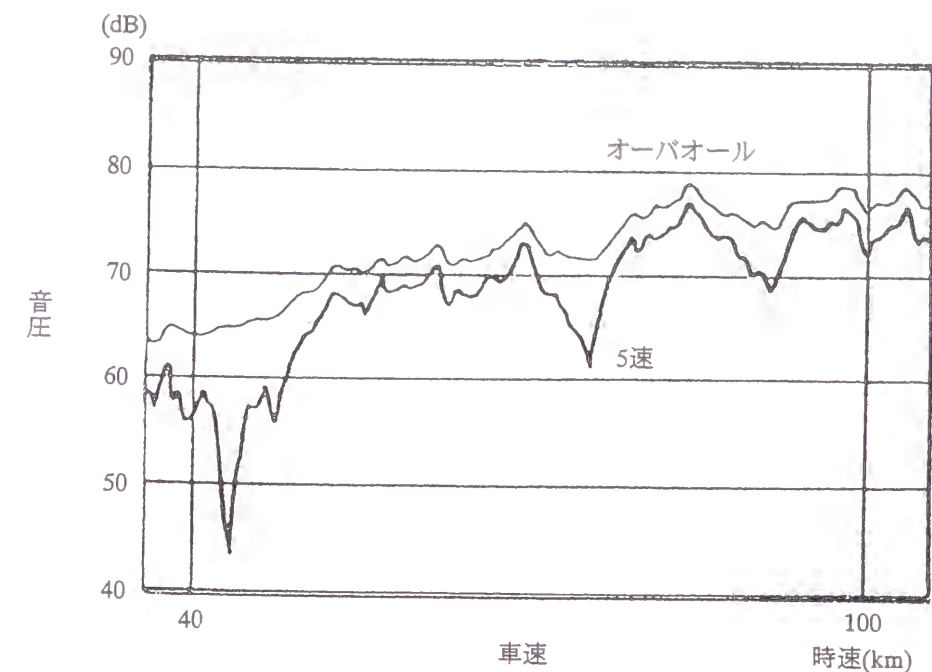


図 3-54. 回転次数分析結果 (マスターカー)
(時速 40km から時速 100km まで 130 秒間等加速した場合)

(3)現状の比較調査——F16(旧型)と F18(新型)の設計機能

新モデルと旧モデルとの違いを調査するため、新モデル、旧モデルのトランスアックスルを、同一車両に順次搭載し、同一評価者によって 5 速ギヤノイズを評価した。この結果、新モデルの評価点は 5.5 点、旧モデルの評価点は 6.5 点であり、旧モデルの方が優位であった。

新モデル、旧モデルとも低速域(時速 40～60km)で最悪評価点を示した。

調査を行った供試トランスアックスルの、5 速ギヤ単体の歯車精度はすべて DIN 9 級で、精度における有意差はなかった。

次に、設計構造面の違いを表 3-9 に示す。

ギヤノイズに最も影響を与えられているかみ合い安定域の長さは、理論上、新モデルの方が長く有利であり、また、総合かみ合い率も約 5%有利である。

しかし、入力軸構造は、

旧モデル………スプラインはめ合い

(クラスターギヤ;インプットシャフト+ドライブシャフト)

新モデル………一体型(クラスタギヤ; インプットシャフト)

というように異なり、この結合状態の違いから、新モデルの方がエンジンからのトルク変動を受け易いという違いがある。

表 3－9．新モデルと旧モデルの歯車諸元比較

	歯数		モジュール	圧力角	ねじれ角	かみ合い率			かみ合い安定域の長さ (Total)
	入力側	出力側				正面	重なり	総合	
旧モデル	41	29	1.625	14° 30'	36°	1.435	1.239	2.674	52.2%
新モデル	43	32	1.7	17° 30'	28°	1.934	0.887	2.821	86.7%

(4)旧モデルと新モデルの現状比較調査 ― 振動解析

5速ギヤのギヤセットをかみ合い状態で固定し、入力側をハンマリングし、出力側で固有振動数を測定した。この結果を図3－55に示す。固有振動数のピークは、新モデルで670Hz、旧モデルで720Hzに発生する。

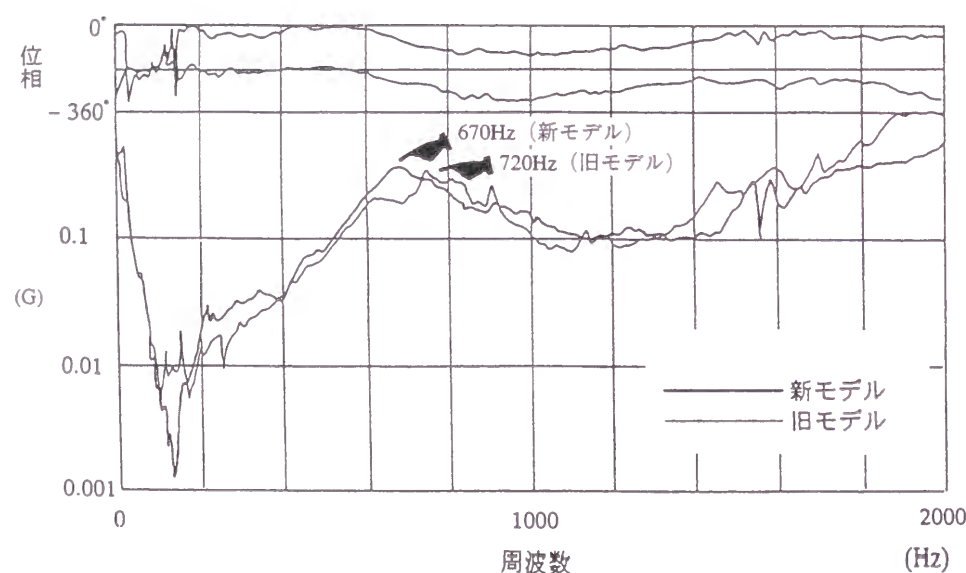


図 3－55．5速ギヤのハンマリングによる固有振動数調査結果

走行状態における共振状態を調査し、固有振動数を測定するために、時速 40～60km で、新モデルと旧モデルで、それぞれ次の 3 項目の測定解析を行った。

測定法、および分析法は以下の通りである。

- 1) 車内騒音測定(加速走行条件; 時速 40km→時速 100km: 24 秒間)
マイクロホンを運転席のヘッドレスト部(評価者の耳の位置)に固定し、騒音を測定する。
回転次数分析によって、かみ合い中心周波数成分のみを分析する。
- 2) 動的振動測定
車両評価加速走行条件は 1)と同様に行う。
車両各部に加速度ピックアップを取り付け、回転次数分析によって振動を測定する。
騒音と同様に、かみ合い中心周波数成分のみを分析する。

3) 静的振動測定

測定位置は 2)と同様にする。

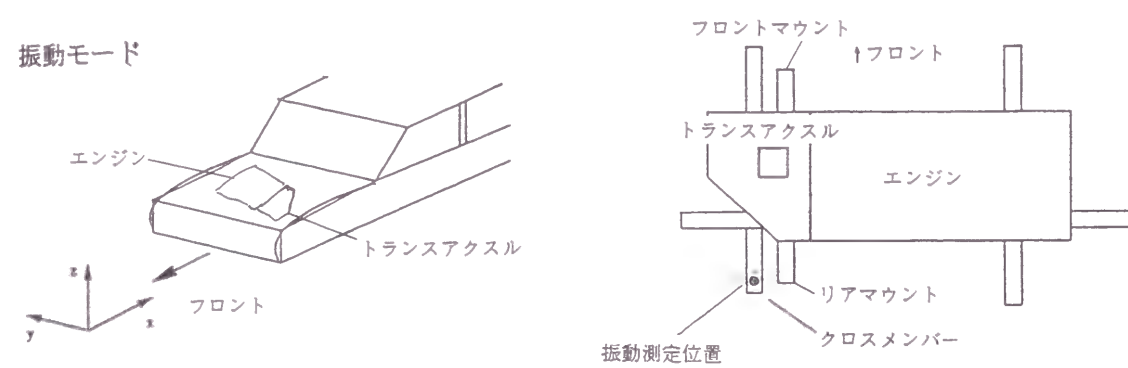
ギヤノイズが発生する状況を再現するため、歯車を駆動側にトルクをかけたまま固定し、歯面をハンマリングし、歯車回転方向にパルスを与え、周波数分析を行う。

それぞれ 1)から 3)の測定結果において、ピークが発生する周波数と、5速ギヤの周波数が一致する時、それが共振周波数であると判断した。

新モデル搭載時の、各測定ポジションにおける車内騒音、動的振動、静的振動の同軸測定結果を図3－56、図3－57、図3－58に示す。振動測定軸は、垂直軸に Z 軸をとり、上向き方向を正とする。Z 軸に垂直な平面内に XY 平面をとり、車両進行方向に X 軸をとり、前方から後方に向かう向きを正とする。X 軸に直角に Y 軸をとり、車両左側から右側へ向かう向きを正とする。

新モデルでは騒音、動的振動、静的振動で、共振により合致すると考えられるピーク点が見られた。

その周波数はそれぞれの測定ポイントで 720Hz、1,040Hz、1,060Hz であった。これらの周波数は、系の固有振動数と見なされ、官能評価にも影響していると考えられる。但し、5速ギヤが 720Hz の周波数を発生させる速度は時速 42km であり、試験車の特性から、この速度はエンジンがノッキングを起こす不安定な回転領域に含まれる。したがって、官能評価にもノッキングなどの不安定要素が含まれていると判断される。そこで、1,040Hz、1,060Hz の共振周波数に着目した。

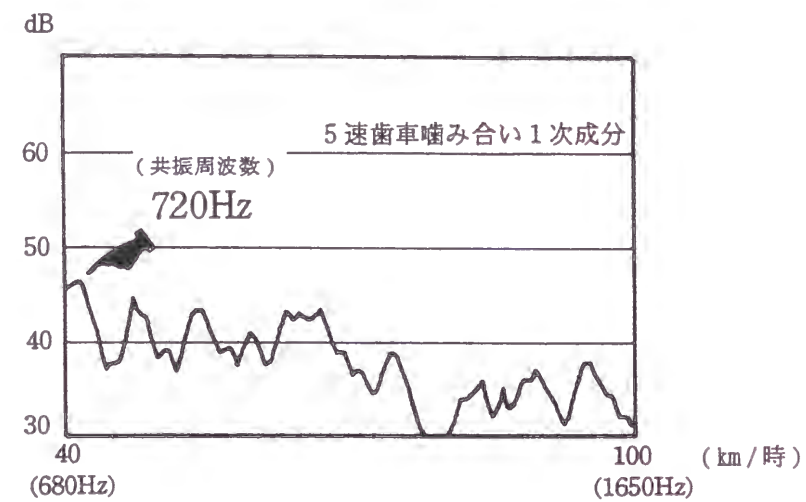


共振点:720Hz

車内騒音測定

回転次数分析

測定位置:運転席ヘッドレスト部

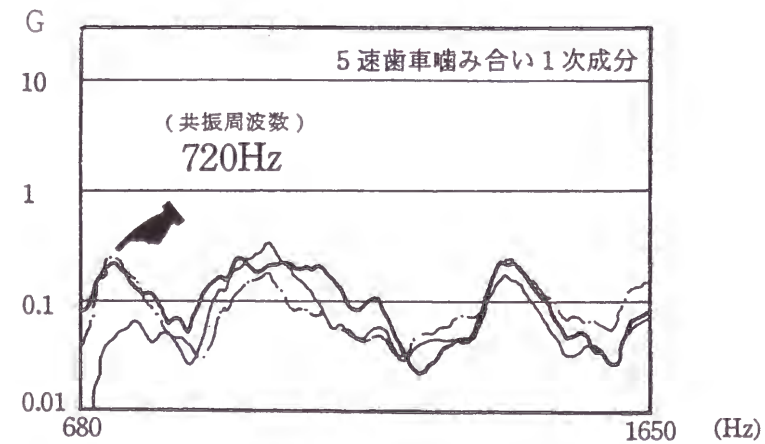


動的振動測定

回転次数分析

測定位置:クロスメンバー

— x
— y
- - z



静的振動測定

ハンマリングテスト

測定位置:クロスメンバー

— x
— y
- - z

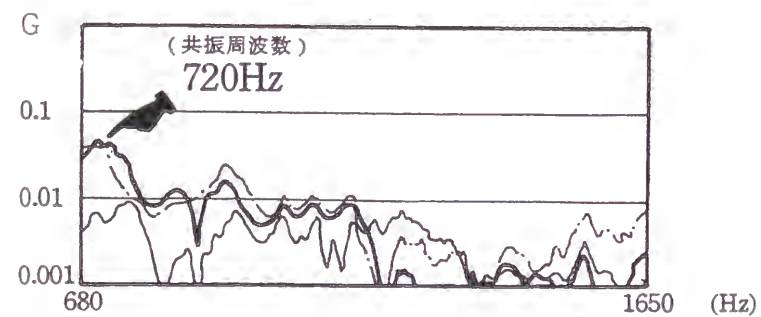
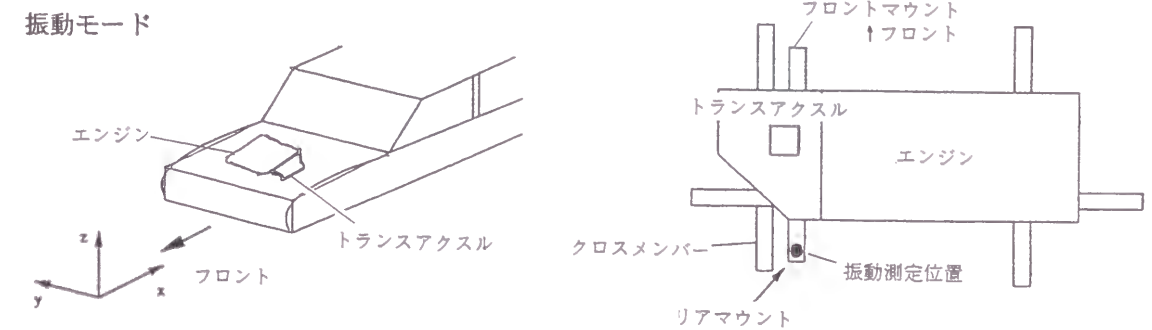


図3-56. 新モデル共振解析結果(クロスメンバー測定時)

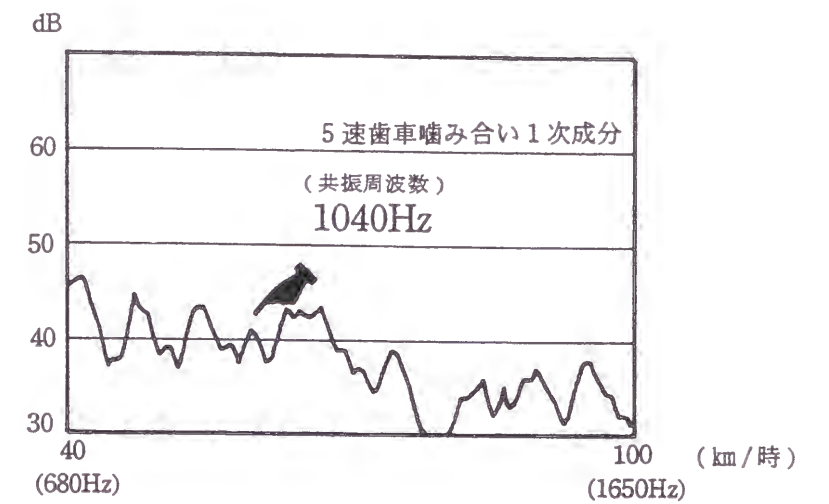


共振点:1040Hz

車内騒音測定

回転次数分析

測定位置:運転席ヘッドレスト部

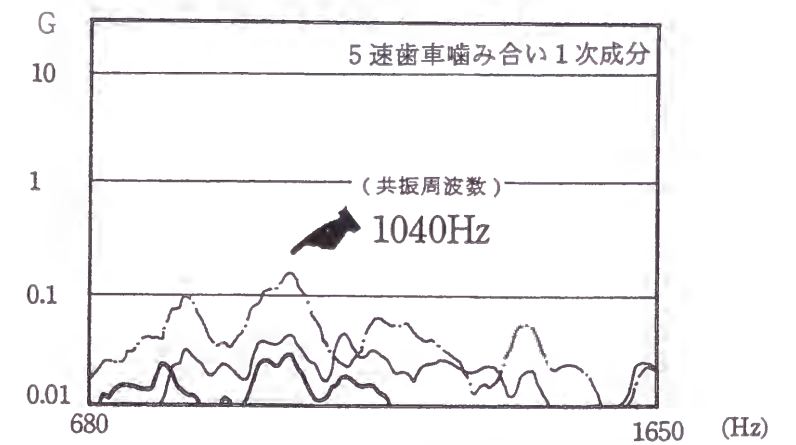


動的振動測定

回転次数分析

測定位置:トランスアクスル
リアマウント

— x
— y
- - z



静的振動測定

ハンマリングテスト

測定位置:トランスアクスル
リアマウント

— x
— y
- - z

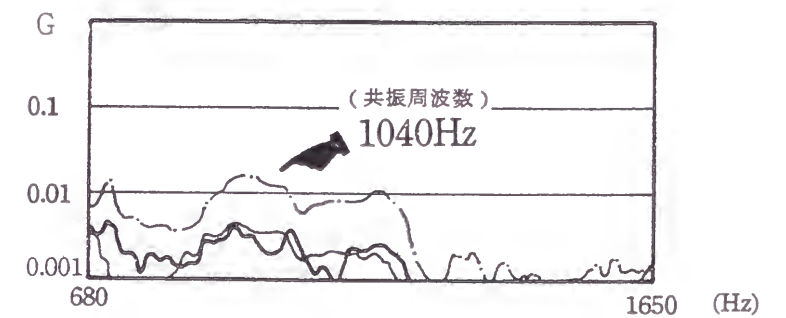
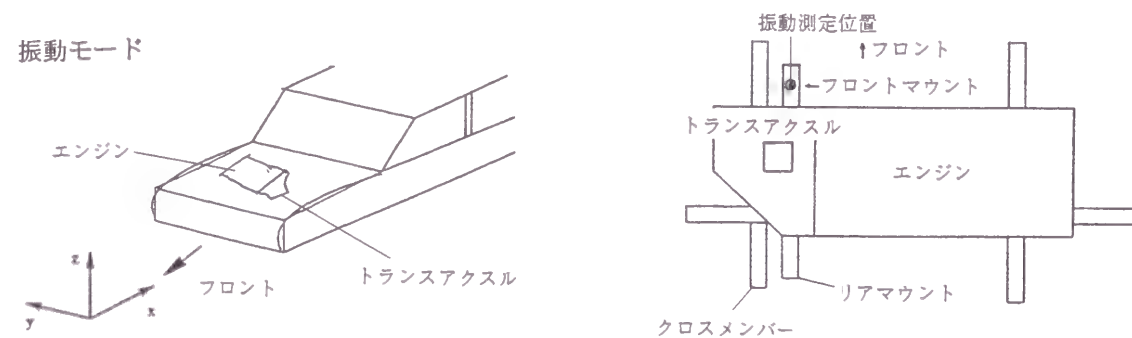


図3-57. 新モデル共振解析結果(リアマウント測定時)

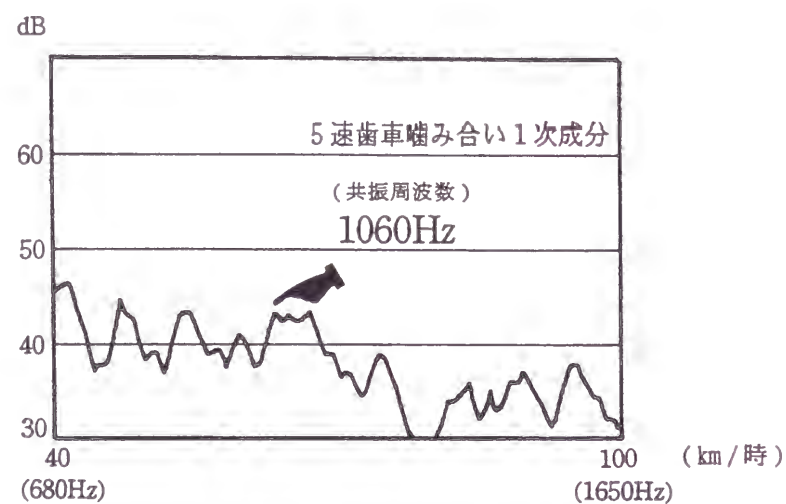


共振点:1060Hz

車内騒音測定

回転次数分析

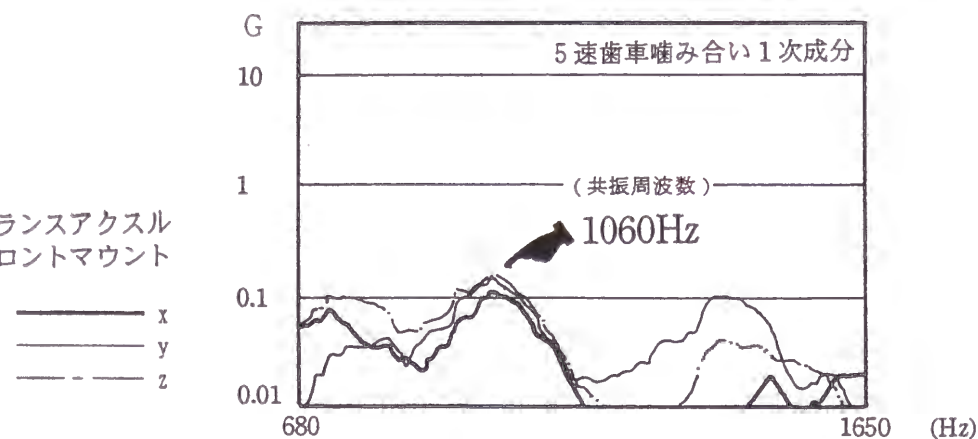
測定位置:運転席ヘッドレスト部



動的振動測定

回転次数分析

測定位置:トランスアクスル
フロントマウント



静的振動測定

ハンマリングテスト

測定位置:トランスアクスル
フロントマウント

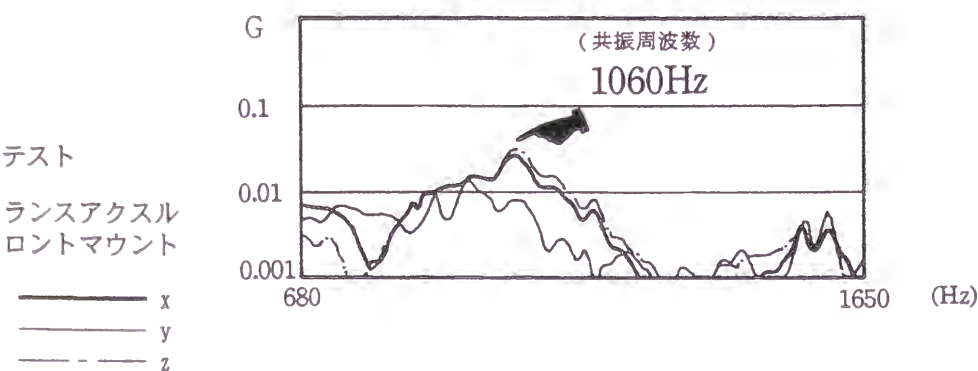
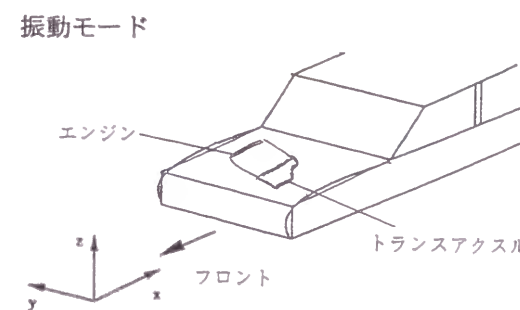


図3-58. 新モデル共振解析結果(フロントマウント測定時)

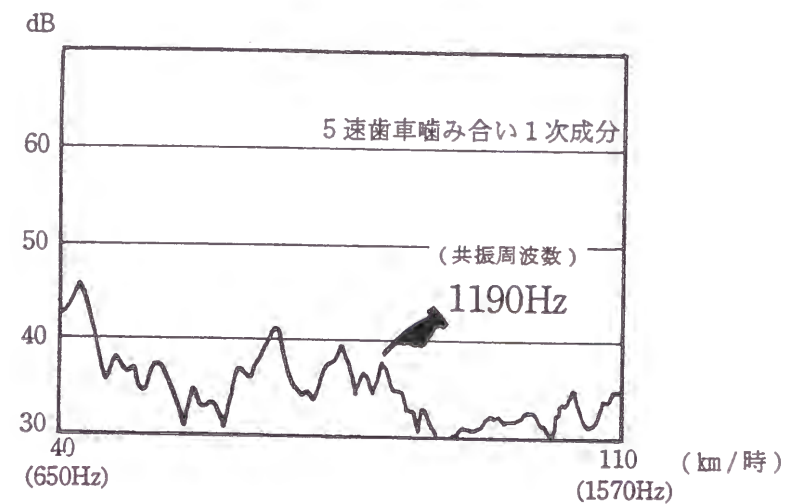


共振点:1190Hz

車内騒音測定

回転次数分析

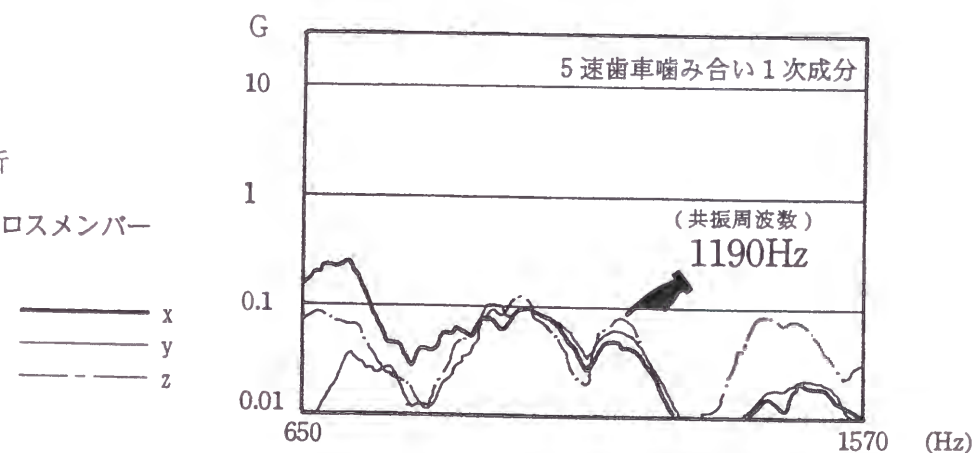
測定位置:運転席ヘッドレスト部



動的振動測定

回転次数分析

測定位置:クロスメンバー



静的振動測定

ハンマリングテスト

測定位置:クロスメンバー

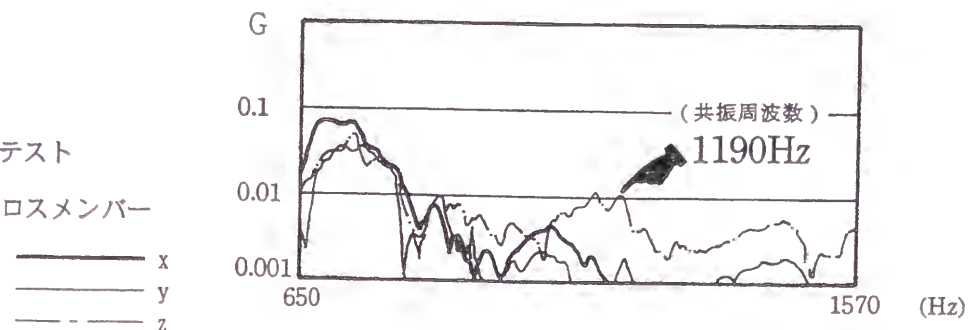
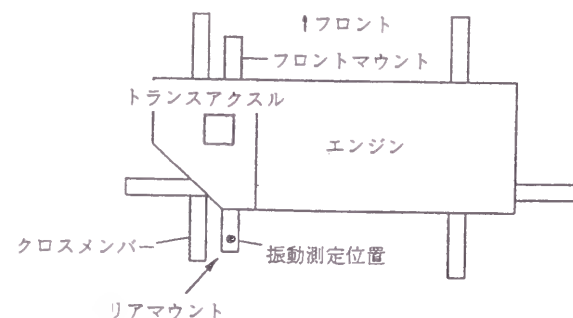
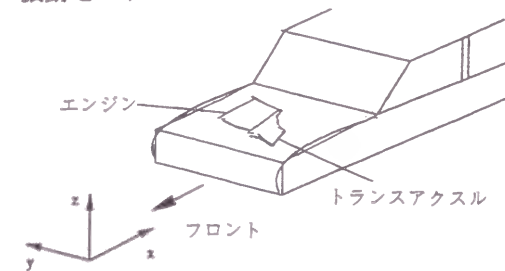


図3-59. 旧モデル共振解析結果(クロスメンバー測定時)

振動モード

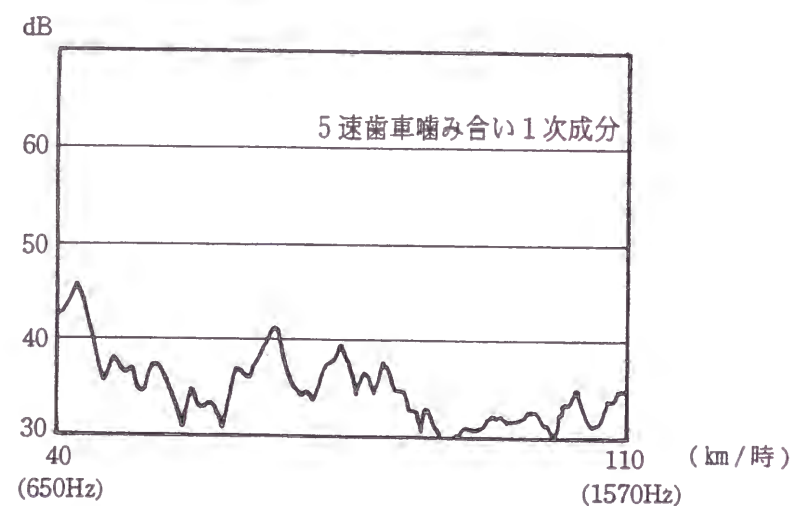


共振点なし

車内騒音測定

回転次数分析

測定位置：運転席ヘッドレスト部

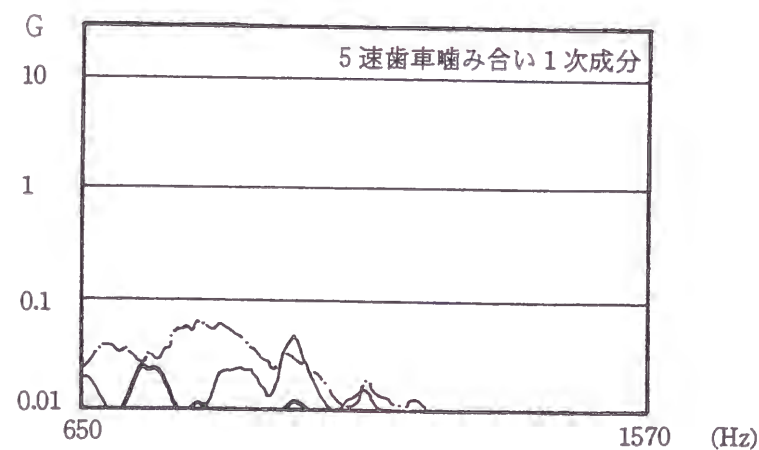


動的振動測定

回転次数分析

測定位置：トランスアクスル
リアマウント

— x
— y
- - z



静的振動測定

ハンマリングテスト

測定位置：トランスアクスル
リアマウント

— x
— y
- - z

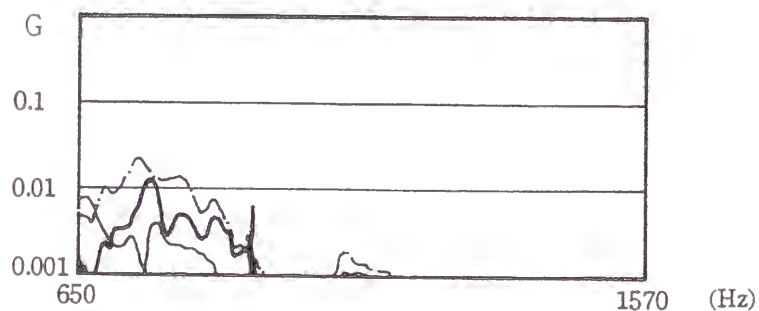
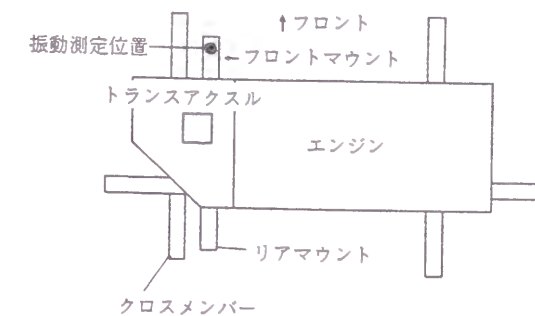
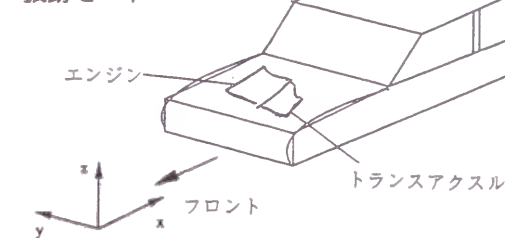


図3-60. 旧モデル共振解析結果(リアマウント測定時)

振動モード

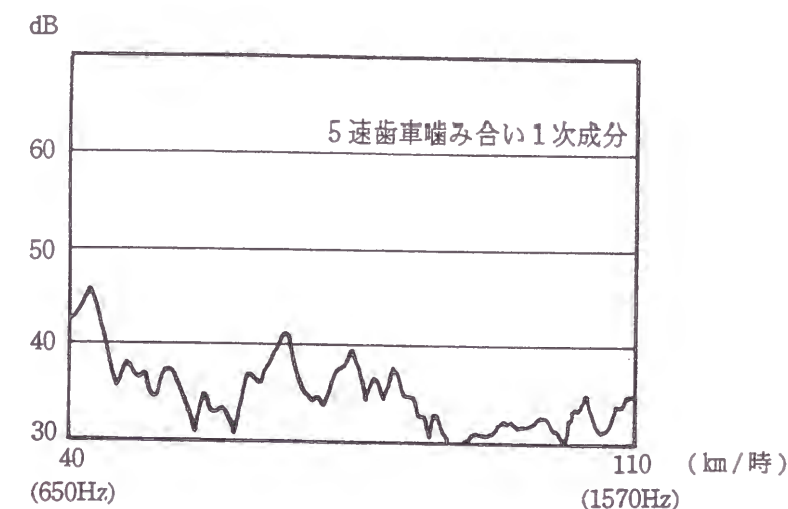


共振点なし

車内騒音測定

回転次数分析

測定位置：運転席ヘッドレスト部

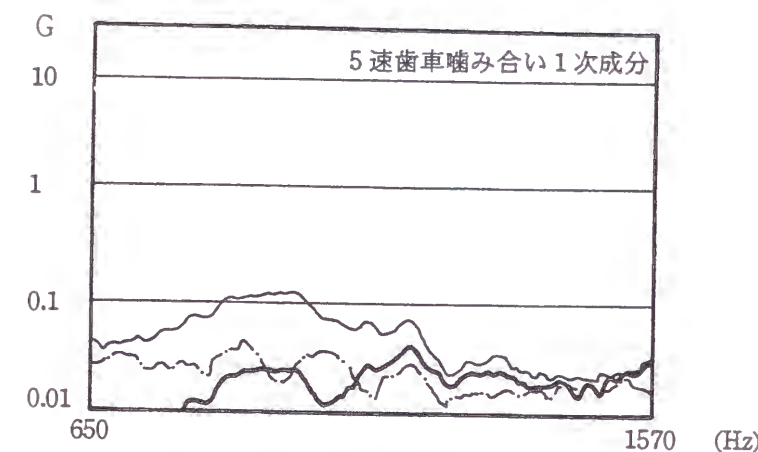


動的振動測定

回転次数分析

測定位置：トランスアクスル
フロントマウント

— x
— y
- - z



静的振動測定

ハンマリングテスト

測定位置：トランスアクスル
フロントマウント

— x
— y
- - z

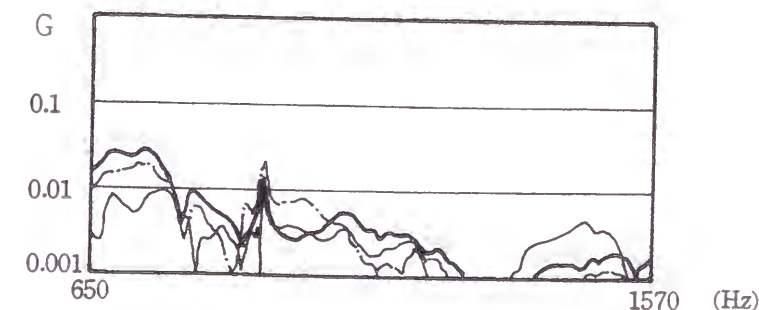


図3-61. 旧モデル共振解析結果(フロントマウント測定時)

旧モデルトランスアクスルについては、図3-60・図3-61に示すようにリアマウント及びフロントマウント位置における共振点は見受けられず、図3-59に示すようにクロスメンバー位置においてのみ共振点を確認できた。クロスメンバー位置における測定結果では車内騒音、動的振動、静的振動にそれぞれのピークを示す周波数は1,190Hzである。前述したように旧モデルの歯車単体の固有振動数は720Hzに対してクロスメンバー位置測定においてピークを示した1,190Hzは、共振周波数であることが確認できる。

1,190Hzについては5速ギヤがこの周波数を発生させる速度と時速80kmであり、官能評価のピークポイントから外れ、周囲の暗騒音の関係で、評価点には影響しないと思われる。

これらの結果から、新モデルには、時速40kmから60kmの間に共振が起こり、これが官能評価に影響していることが確認できた。旧モデルには官能評価に影響する共振は存在しないことが判明した。

(5)ギヤディベロップ：解析・評価・実験

ギヤノイズは、歯車かみ合い周波数に対する歯車のかみ合い伝達系の共振の有無と、歯車のかみ合い変動に起因する振動起振力の大きさに影響される。

振動起振力の調査は、車載時の官能評価に基づき、最悪評価が得られる走行条件の、時速40kmから時速60kmの間に限定して行った。5速ポジションで、車速に応じて発生する5速ギヤのかみ合い周波数 f_z は、

1 f_z : 680～1,218Hz
2 f_z : 1,360～2,430Hz
3 f_z : 2,043～3,654Hz

である。新モデルの車載時の各速度における系の固有振動数は、最大でも1,060Hzであり、2 f_z 以上の周波数は共振しないと推定される。そこで、1 f_z 成分のみを用い、歯車運転性能シミュレーションによって解析する。

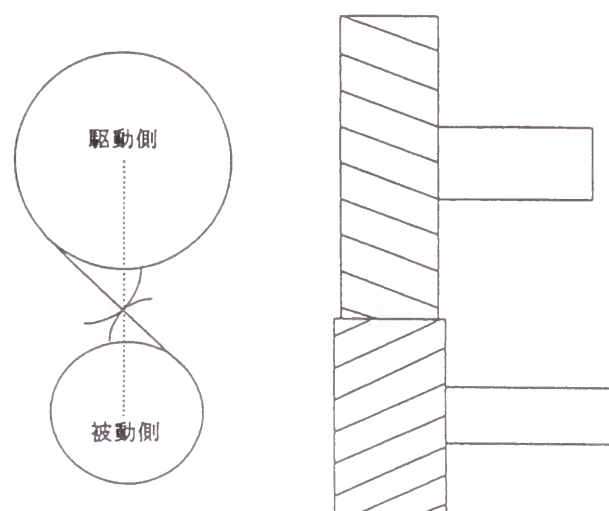


図3-62. 組み付け状態

プログラムの入力諸元として、歯車諸元、伝達荷重、合成誤差曲面、そしてアライメント誤差が必要である。入力データはそれぞれ下記データを用いる。

歯車諸元……………設計諸元
伝達荷重……………運転条件
合成誤差曲面……………歯車測定データ
アライメント誤差……………シミュレーションを行い歯当たりより推定値を算出する

合成誤差曲面は、図3-62のように組み付けられた駆動、被動歯車について、歯形誤差を3断面、歯筋誤差を3断面で測定する。その測定例を図3-63に示す。

直線は理論インボリュートヘリコイドの歯形、あるいは歯筋断面形状を示し、曲線が実際の歯形曲線の測定データである。理論インボリュートヘリコイド面からのずれを誤差量として扱う。これら9本の測定データ曲線を補間し、対象としている歯車の歯面形状の誤差曲面を近似的に求める。歯面形状の誤差曲面とは、実際の歯面の理論インボリュートヘリコイド面からの隔たり(誤差量)を表すものである。ここでは誤差量を、歯面上から作用平面上に換算している。つまり、理論インボリュートヘリコイド面上のある点が作用平面に達した時、実際の歯面上の点が作用平面からどれだけ離れているかを、作用平面上の各点から垂直にとって形成する曲面である(図3-64(a)(b))。

駆動歯車の歯面と被動歯車の歯面が接触する点の誤差量を加えたものを合成誤差曲面と称する。この合成誤差曲面は、一方の歯面を理論インボリュートヘリコイド歯面と見なした時の、もう一方の歯面が持つ誤差と考えることができる(図3-64(c))。

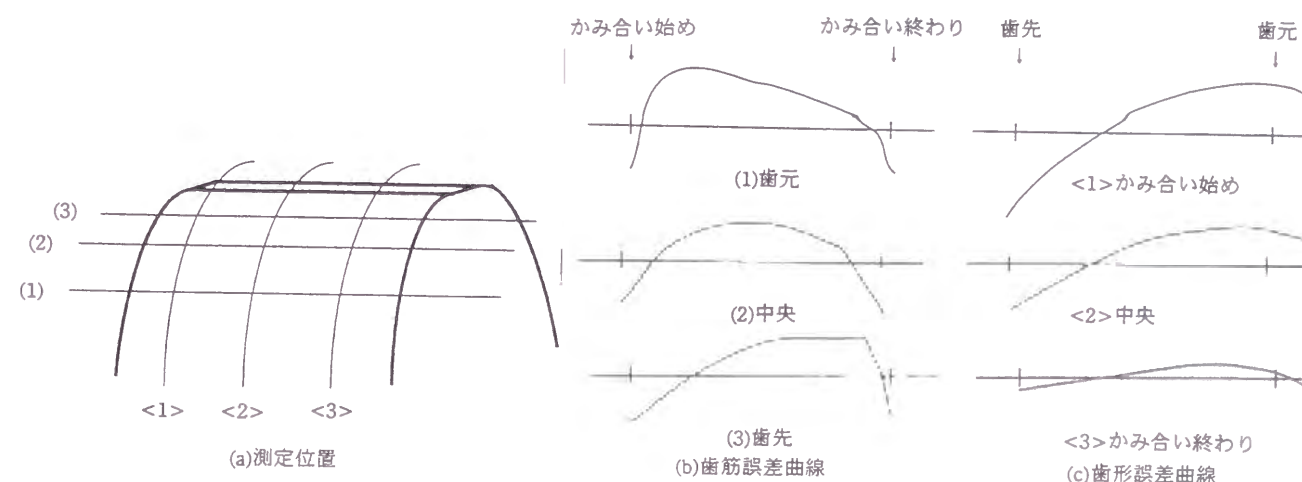


図3-63. 歯形曲線、歯筋曲線の測定例

歯車に組み付け誤差があれば、軸の平行度に狂いを生じ、接触点の位置やその他の点におけるすきま量(誤差量)が変化する(図3-65)。すきま量が変わると、合成誤差曲面の山の形状が変化し、歯当たりも変化する。そこで、シミュレーションプログラムの入力データの合成誤差曲面については、アライメント誤差をも考慮する必要がある。

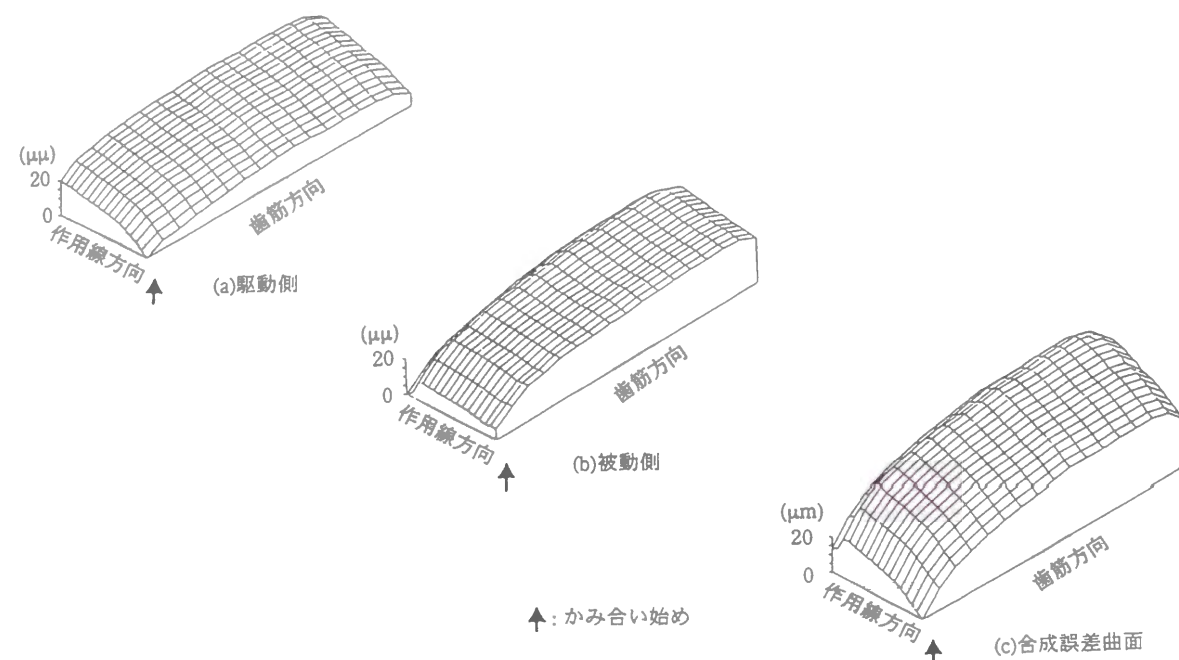


図 3-64. 歯面形状の誤差曲線と合成誤差曲面

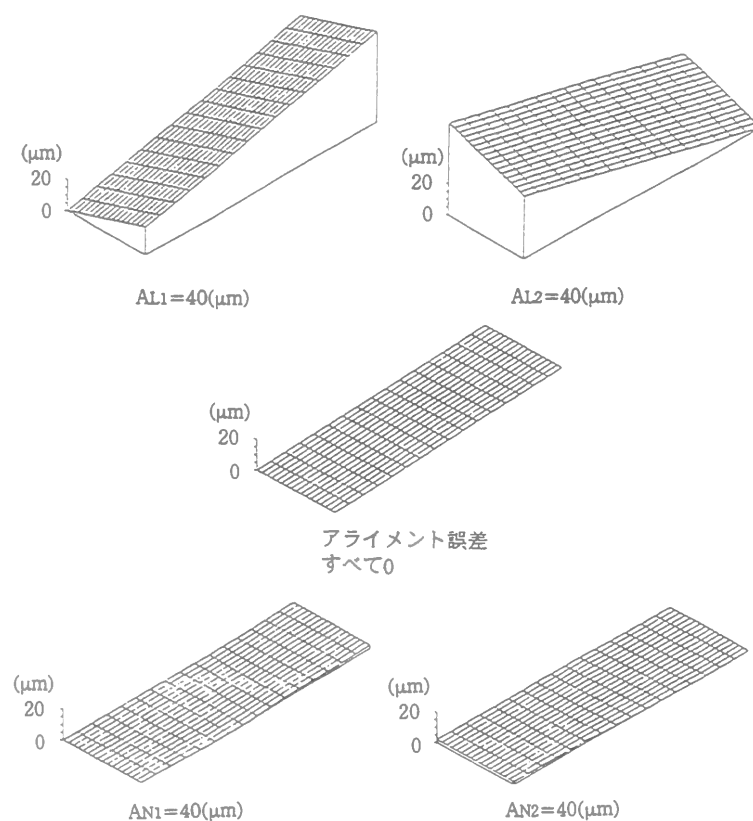


図 3-65. アライメント誤差の与え方による合成誤差曲面の変化

用いたシミュレーションプログラムのアライメント誤差は、一方の軸を固定した場合の、もう片方の軸の平行度で表す(図 3-66)。すなわち、被動側の軸を固定して考える。駆動側の軸の両端位置は、本来あるべきはずの位置からの偏心量、 $AL1$ 、 $AL2$ 、 $AN1$ 、 $AN2$ で表される。添字の 1、2 はそれぞれかみ合い始めの軸端、かみ合い終わりの軸端、 L は作用線方向、 N は作用線垂直方向を表す。図 3-65 でわかるように $AL1$ 、 $AL2$ にくらべて $AN1$ 、 $AN2$ の影響は無視できるほどに小さい。したがって、アライメント誤差としてこれ以降では $AL1$ - $AL2$ の値を指すこととする。これらの影響、すなわちアライメント誤差がインボリュートヘリコイド面の位置を移動させることにより等価的に生じる歯面形状誤差を、歯面形状から得られる合成誤差曲面に加えると、アライメント誤差が考慮された、総合的な合成誤差曲面が求められる。

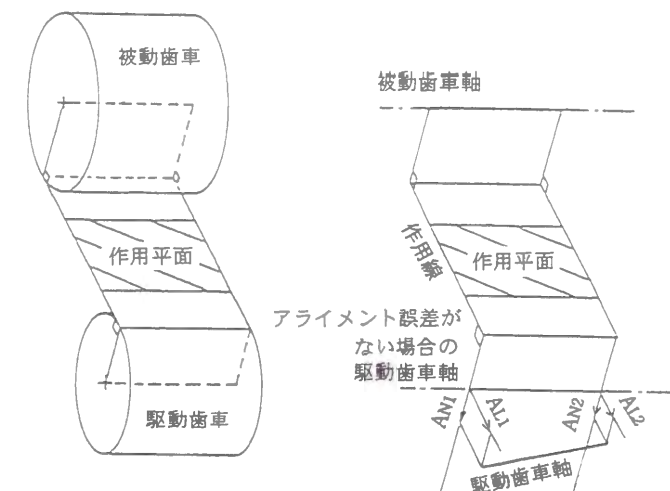


図 3-66. アライメント誤差の定義

運転状態におけるアライメント誤差は現状ではギヤボックス中の空間が狭く、測定することがほとんど不可能であるため、何らかの方法で推定しなければならない。かみ合う一対の歯車の歯面に光明丹を塗布してかみ合わせ、低速で回転させると、歯面がかみ合う部分の光明丹がこすれ落ち、歯当たりのパターンがわかる。シミュレーションプログラムにアライメント誤差以外のデータを入力し、さまざまなアライメント誤差を代入していくと、アライメント誤差に対応する当たりのパターンが出力される。実際の歯当たりのパターンとシミュレーションプログラムが出力する歯当たりのパターンとを比較し、最も近い歯当たりのパターンが得られる時のアライメント誤差が、この時のアライメント誤差であると推定する。

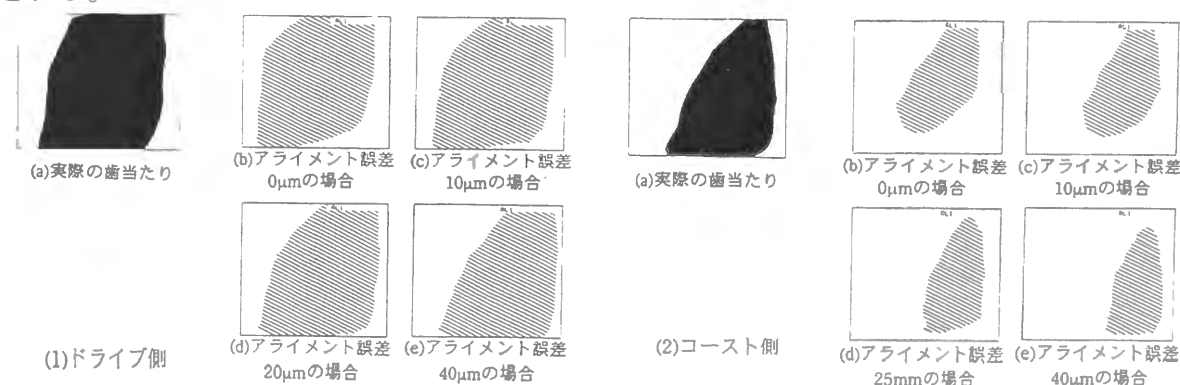


図 3-67. アライメント誤差の推定

実際の歯当たりのパターンとシミュレーションプログラムが出力した歯当たりのパターンの例を、図3-67に示す。この場合、駆動側歯面がかみ合う場合にはアライメント誤差に10 μ m、被動側歯面がかみ合う場合にはアライメント誤差に25 μ mを代入した時、最も実際に観測された歯当たりのパターンに近い形状が得られることがわかった

歯形形状に歯先下がりを加えて、振動起振力および伝達誤差特性のシミュレーション計算を行った。すなわち、実測された歯形曲線に、それぞれ6 μ m、10 μ m、14 μ m、18 μ mの歯先下がりを加えた歯形誤差曲線を想定し、歯筋の修整は行わずシミュレーションを実行した。

それぞれの場合の、歯先下がり量に応じた振動起振力、伝達誤差をシミュレートした結果を図3-68、図3-69、図3-70、図3-71、図3-72に示す。

10 μ mの歯先下がりを加えた時、起振力1次成分が最小となった。歯先下がり量を10 μ mより増しても減しても振動起振力は増大する。このことから、歯先下がり量には最適値があると推定でき、新モデルトランスアックスルの5速ギヤの場合の最適歯形修整量は、10 μ m程度であると判断出来る。

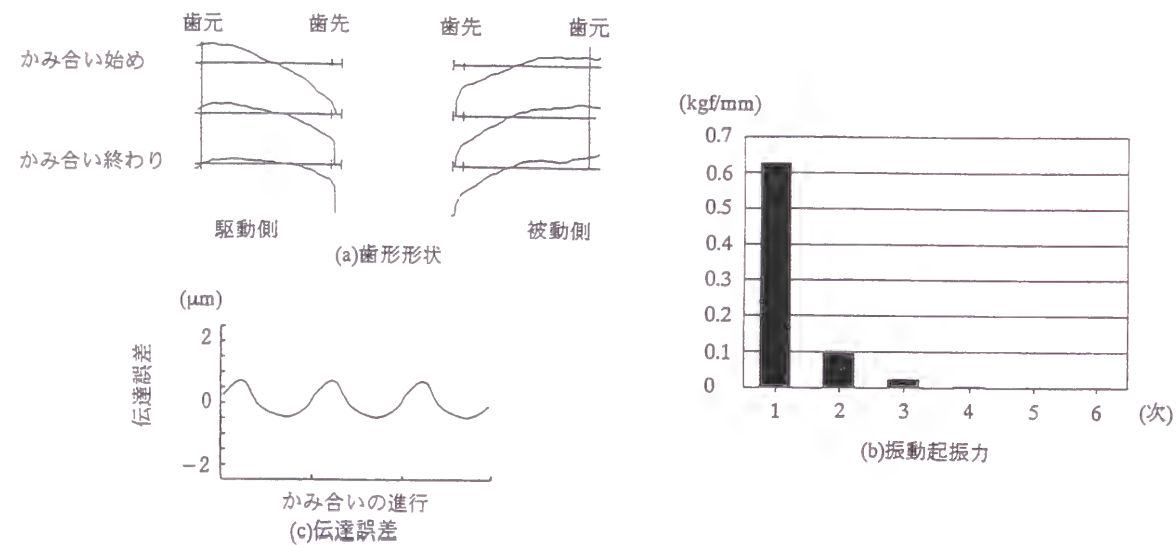


図3-68. 改善前の歯形形状と、対応する振動起振力および伝達誤差

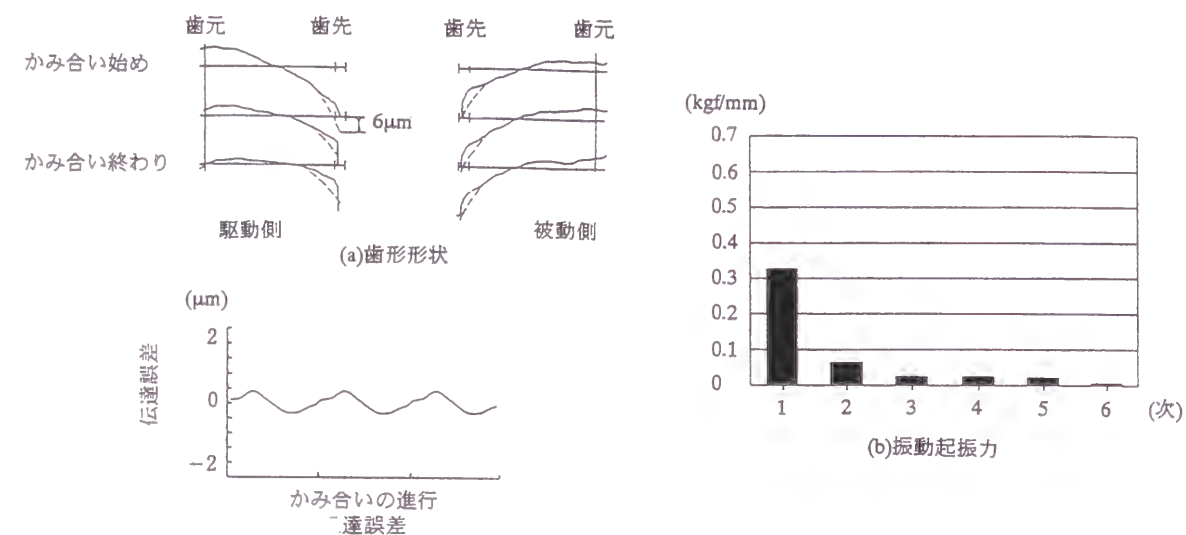


図3-69. 6 μ m歯先下がりをつけた歯形形状とこの時の振動起振力および伝達誤差

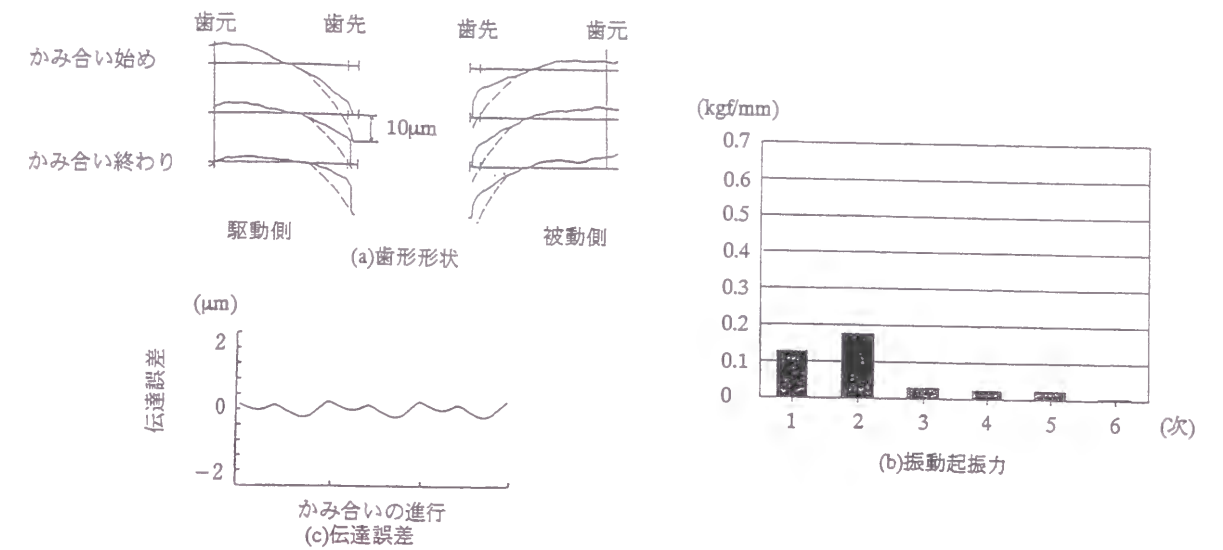


図3-70. 10 μ m歯先下がりをつけた歯形形状とこの時の振動起振力および伝達誤差

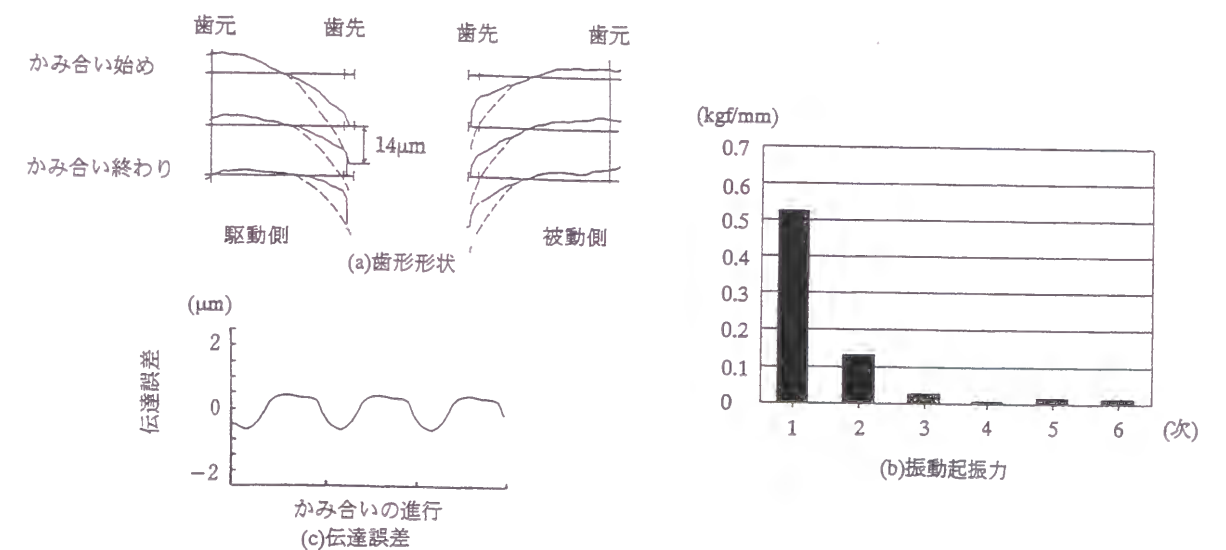


図3-71. 14 μ m歯先下がりをつけた歯形形状とこの時の振動起振力および伝達誤差

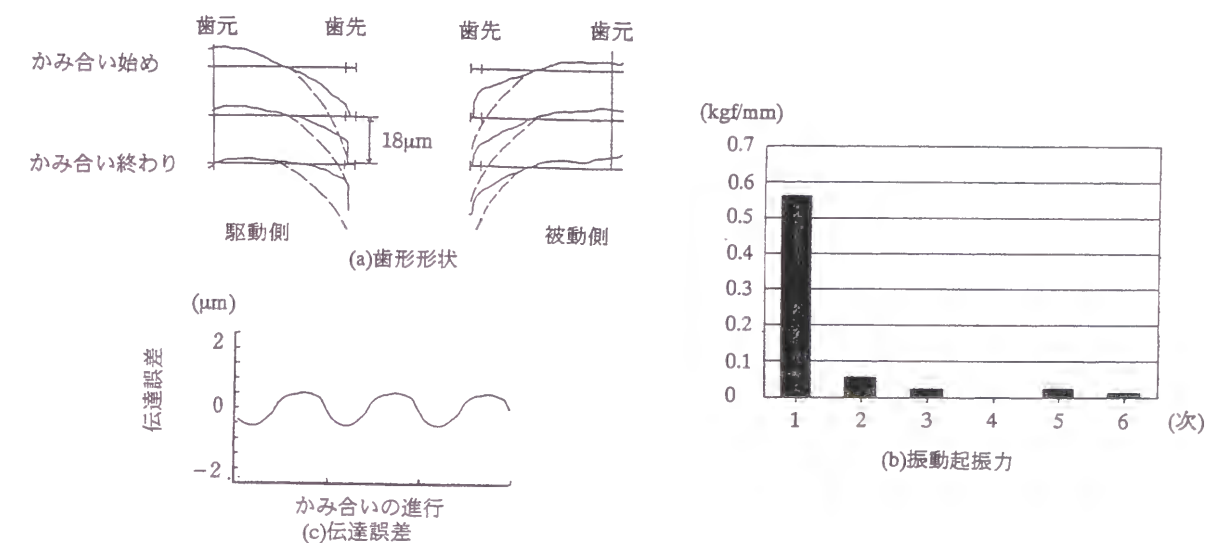


図3-72. 18 μ m歯先下がりをつけた歯形形状とこの時の振動起振力および伝達誤差

さらに、実重なりかみ合い率の向上を図り、クラウニング量を小さくした場合をも想定した。

シュミレーションにより求めた歯当たりのパターンから、実かみ合い率を算出した結果を表3-10に示す。

この結果、クラウニング量を0~2 μm とすると歯当たりが広くなり、重なりかみ合い率が向上することがわかる。しかし、大量生産下で0~2 μm の小さなクラウニング量をねらってシェービング加工を行うと、歯形に凹み形状が発生した場合、たとえその凹み量が小さい場合でも、ギヤノイズに悪影響を及ぼす。このことと、熱処理変形によるリード誤差のばらつき、ケースの孔加工での平行度精度を考慮し、量産でのクラウニング量は1~5 μm をねらうこととした。

表3-10. 歯形改善の前後の実かみ合い率比較

	入力軸トルク	クラウニング量	歯当たりから算出した実かみ合い率		
			正面	重なり	総合
理論歯当たり			(2.02)	(1.14)	(3.60)
改善前	5.1kgf・m(50.01N・m)	3~8 μm	1.93	0.89	2.82
改善後	5.1kgf・m(50.01N・m)	0~2 μm	1.98	0.94	2.92

(6) 5速ギヤノイズ向上対策歯面修整

歯先下がり量を見直し、クラウニング量のねらいを変更した。そのときの歯形形状を、図3-73に示す。この時の振動一次成分起振力のシミュレーション計算結果、および、製作したギヤを組み込んだトランスアクスルの官能評価結果を表3-11に示す。このことより、ギヤデベロッパとして歯形形状を円弧歯形から直線歯形に、また歯先逃げ量を6 μm から10 μm と大きく、かつ鋭角的な歯先逃げに、またリードクラウニング量を3~8 μm から1~5 μm と小さくすることにより、ギヤノイズ低減に効果があることがわかった。

このようなギヤデベロッパを行った結果、表3-11に示すようにギヤノイズ官能評価量は5.0~5.5点から7.0~7.5点へと2点向上し、振動1次成分起振力も0.62kgf/mm(6.08 N/mm)から0.13kgf/mm(1.27N/mm)へと大幅に低減した。

表3-11. 改善前後の比較

	歯先下がり形状	歯先下がり量	クラウニング量	入力軸トルク	歯当たりから算出した実かみ合い率			振動1次成分起振力	ギヤノイズ評価点
					正面	重なり	総合		
改善前	なだらかな	6 μm	3~8 μm	5.1kgf・m (50.01N・m)	1.93	0.89	2.82	0.62kgf/mm (6.08N/mm)	5.0~5.5
改善後	鋭角的	10 μm	1~5 μm	5.1kgf・m (50.01N・m)	1.84	1.06	2.90	0.13kgf/mm (1.27N/mm)	7.0~7.5

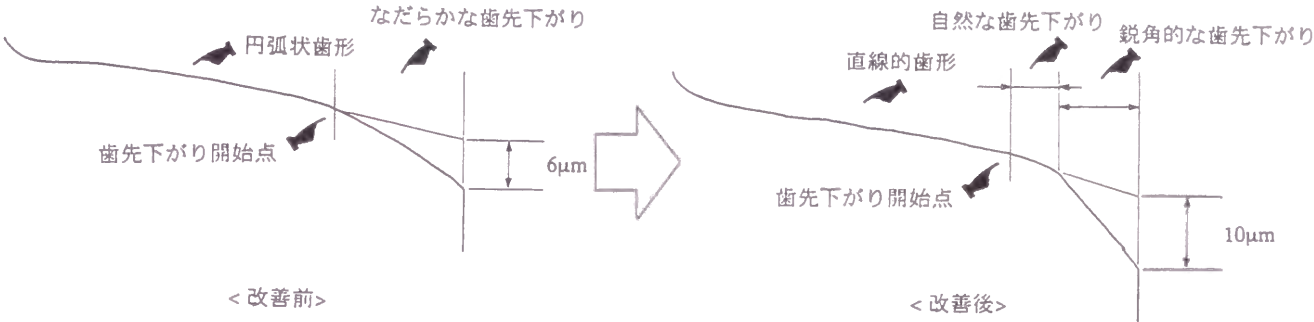


図3-73. 改善前後の歯形形状の比較

(7) 結 言

ギヤノイズを改善するための、振動実験、伝達誤差と起振力の関係解明を歯車運転性能シミュレーションプログラムを駆使し、また重なりかみ合い率の向上対策を適用した歯面修整を行うことにより、官能評価点を向上させることができた。

今回の改善から、歯先を修整して振動起振力1次成分を小さくすることはギヤノイズ改善のために有効な手法であること、歯先下がり量には最適値が存在することがわかった。その他、重なりかみ合い率を向上させるためにクラウニング量を変更することが有効であると言える。

3-7. 結言

プランジカットシェービング仕上げの歯車を対象として、ギヤノイズの小さい歯車装置を実現するため、種々の検討をしてきた結果を総合すると次の通りに要約できる。

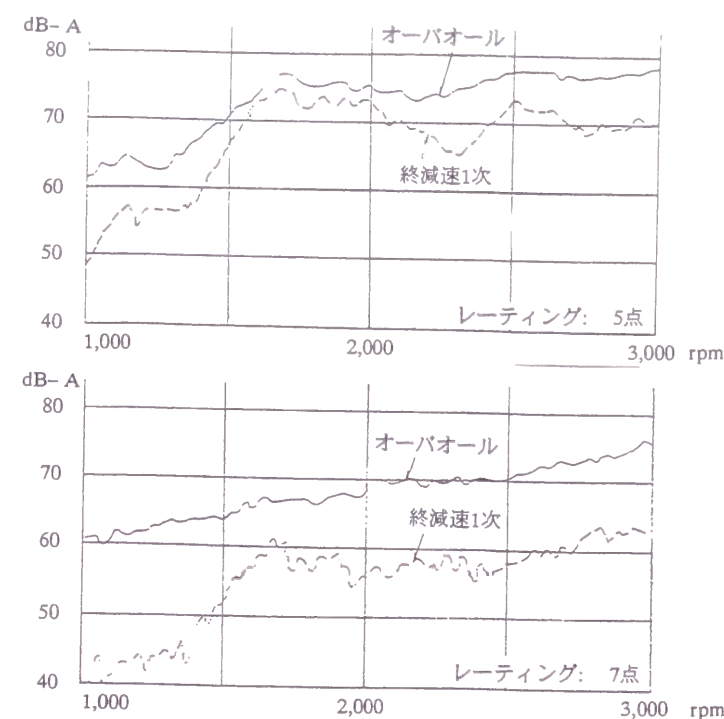
- i) 従来のプランジカットシェービング工法では、歯の側端形状を上から見た時、鈍角側になるところの圧力角が下がり、鋭角側での圧力角が上がる現象が現れ、プランジカットシェービング加工した歯車同士のかみ合いでは回転方向振動、軸方向振動が発生する。
- ii) ギヤノイズの発生しにくい理想歯面形状は、接触線方向に適正なクラウニングを持つ形状である。
すなわち、圧力角が鈍角側で上がり、鋭角側で下がる傾向にある歯面で、鋭角側の歯元から鈍角側の歯先にかけてクラウニング頂点が斜めによぎるような形状が望ましい。
- iii) カッタ研削時に、偏心ロール法を使用し、偏心量を多くとってバイアスを付けたカッターを用いて行ったプランジカットシェービング工法は、理想歯面形状に近い歯面を得ることができる。
- iv) 歯幅の上端、中央、下端の圧力角の差、いわゆるバイアス量は、接触線上においてクラウニングを付けるのが目的である。このため、各々のワークに対する適当なバイアス量は、軸剛性、軸とのクリアランス、歯幅等により異なった値となる。自動車用前輪駆動機用トランスアクスルの減速歯車のような諸元の、歯幅が広く軸剛性のあまりない歯車では

接触線上クラウニング 12～18 μm (接触線長さ最大のところ)
圧力角差 20 μm 程度
(いずれもギヤノイズの良かったものからの推定値)

を付ける必要がある。

一般のトランスミッション歯車では、この量は若干少なくて良いはずである。

- v) バイアスを付けない歯車と付けた歯車のギヤノイズレベルの実験結果の典型的な一例は、図3-74のようになる。



<<従来のプランジカットシェービング加工によるワーク>>

	上中下 圧力角差	接触線上 クラウニング
リングギヤ	2 μm	6 μm
アウトプットシャフト	2 μm	12 μm (直線形状)

<<バイアスを付けたカッターを用いて行ったプランジシェービング加工によるワーク>>

	上中下 圧力角差	接触線上 クラウニング
リングギヤ	16 μm	14 μm
アウトプットシャフト	19 μm	18 μm

図3-74. バイアスの有無によるギヤノイズ判定結果の差異

従来からギヤノイズが発生するたびに、種々のギヤノイズ対策が行われてきた。ここで、それらの対策の有効性をギヤノイズ低減効果のある理想歯面と比較して考えると以下の通りである。

- vi) 端面振れ(リードのばらつき)を抑える。

まず、ワークの端面振れが大きいことにより、リードのばらつきが大きく発生した場合を考える。

従来のプランジカットシェービング法では、3-2-3で述べたとおり、圧力角の歯幅方向の変化の状態が理想歯面と逆になる。すなわち、図3-75に示すような、リード上のクラウニングを大きくしても、接触線上クラウニングは小さく、かつ、歯先に向かって上がる傾向がある。つまり、接触線上のクラウニングが小さく、かつ、片当たりの形状をしているため、少しのリードのばらつきですぐ片当たりを起こす。これに対処するため、端面振れを抑えることは対策として効果がある。

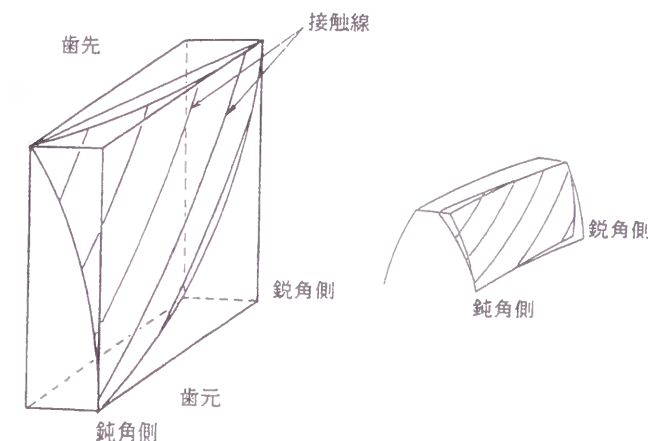


図3-75. 従来のシェービング工法によるワーク歯面形状

vii) デフ軸シムのタイト化、およびケース・ハウジング交換軸孔の高精度化。

デフ軸シムをタイト化することはギヤノイズ向上の効果がある。

これは、歯車の軸方向の動きを抑えるため、接触線上クラウニングが小さく傾いている場合でも、歯車の傾斜は強制的に抑えられ、軸方向振動が抑制される効果があらわれるためである。

viii) 円弧状歯形修整から直線歯形修整に変更

歯形修整の形状を円弧状から直線に近い形状に変えた時、ギヤノイズ向上の効果があった。

円弧状歯形修整では歯先、歯元の修整量が過大となり、かみ合い始め付近とかみ合い終わり付近で歯面が逃げて、実かみ合い区間が減少する。このため、円弧形状の歯形の歯車は回転方向振動と軸方向振動を発生させていたと考えられる。直線歯形にすれば、両振動の傾向は残るが、その大きさは減少する。

以上述べたような vi) から viii) までの対策は、従来シェービング法を用いてきたワークに対してもある程度の効果はあるが、その場合には加工された歯車自体、接触線上クラウニングも小さく、片当たりを起こし易いため、精度のばらつきに敏感な歯車となる。一方、偏心ロール法によって製作される歯車は、接触線上クラウニング量を自由に変更でき、かつ、かみ合い方向に接触線上クラウニング頂点を持つため、ワーク精度、軸精度に対し、鈍感な歯車となる。

今回行ってきたギヤノイズの対策は、トランスアクスルの終減速歯車に対してである。終減速歯車は他のトランスミッション歯車に比べ、次の点が異なる。

- ・ギヤ比が大きい
- ・歯幅が広い
- ・軸支持剛性が小さい
- ・リングギヤ形状が熱処理により変形しやすい

これを解決するために行ってきたギヤノイズ対策を大きな項目で分けると、次のようになる。

ix) 歯車同士の接触線上での当たりを安定化する

- ・ケース、ハウジングの剛性アップ
- ・歯当たり改善の諸対策
- ・歯形ディベロップの諸対策
- ・リードディベロップの諸対策

x) 干渉音、うなり音等の低級音の減少

- ・歯先干渉防止諸対策

xi) 発生したギヤノイズを車両内に入れない

- ・インシュレーション追加

これら3項目の中では、ix)の項目の対策が主流であるが、量産加工ラインにおいてはかなり厳しい精度管理を必要とする。それは時々加工ラインをストップさせてしまうほどである。

最終的にとられる対策は、前提条件として量産加工ラインで十分対応できる難易度の程度の精度管理で、ギヤノイズ低減効果が得られるものということが必要である。

そこで、先に述べた方法を考慮し、

- ・設計諸元の変更
- ・バイアスを付けた歯車のシェービング

という対策を採用した。効果については先に述べたとおり、終減速歯車のギヤノイズをほぼ解消できた。

終減速歯車と他のトランスミッション歯車との大きな違いは、トランスミッション歯車では

- ・小モジュール化された歯車が主流
- ・歯幅が狭い

の2点である。

このため、まず、設計諸元上必要なギヤノイズ対策は、従来から一般的に言われる

- ・6で割り切れる歯数を設定しない(多條のホブによるホブ切り上の問題)
- ・互いに素な歯数を設定しない

ということと、小モジュール化による

- ・重なりかみ合い率と正面かみ合い率のバランスを考えた設計

が挙げられる。

工法上からは、

- ・接触線上クラウニングの適量の選択

が挙げられる。トランスミッション歯車の歯幅は、終減速歯車よりせまく、また、軸の支持剛性が高いため、クラウニング量は終減速歯車の値(12~18 μ m)に比べて少なくても良いはずである。これを実現するには、偏心ロール法による偏心量を変えて接触線上のクラウニング量を調節し、バイアス量を変更したワークを製作し、選択する必要がある。

第4章 大量生産下での高精度歯車加工法開発に関する研究

4-1. 緒言

歯車加工がエンジン部品などのその他の機械加工と基本的に異なるのは、インボリュートヘリコイドと称する三次元曲面の加工であることである。

量産加工ラインで品質管理の指標としてよく使用される Cp 値^{脚注1}は曲面の加工には適用できない。すなわち、一次元加工や二次元加工では寸法精度が単純な数値で与えられ、また、測定できるため、品質管理の指標として Cp 値を用いることができるが、三次元である曲面に対してはその形状精度を決定する代表特性をとらえることができないためである。

このような状況の下で、歯面の形状精度を管理するには、前章で論じた歯当たり管理が有効な手法となっている。

歯面の寸法や形状を代表する特性値の中で、歯厚や歯溝の振れなどは Cp 値管理が可能である。しかし、これらのみによって歯面全体の形状寸法を網羅的に表し、管理することは不可能である。これらは、あくまでも点と線の測定による精度管理であって、その結果を面の精度管理にまで発展させることはできない。

このような状況に対処するため、歯面を第3章の図3-6 1(a)のような格子状の位置で測定し、その結果を補間して、連続した曲面を推定し、経験によりそれを判断することで精度管理を行うことが重要になる。

大量生産下での歯車精度管理は、それを生産する工場により、それぞれの機能と特性を考慮して独自のものを規定する必要がある。また、圧力角誤差、リード誤差等の管理において、そのばらつき精度を管理することが重要となる。

一般に精度のばらつきには、歯車単体での各歯の歯面形状のばらつき（以下、群内ばらつきと称す）と、多数の歯車の間での精度のばらつき（以下、群間ばらつきと称す）があるが、本論文で取り扱う歯車精度は、歯車の各 90° 毎の十文字位置における左右両歯面 8 箇所、歯形を上端付近、中央部、下端付近の 3 箇所、リードを歯先、中央、歯元の 3 箇所測定し、それぞれの群内ばらつきで規定している。また、かみ合いピッチ円近傍での両歯面に対する歯溝の振れも歯車精度として本論でとりあつかう。上記の測定により歯車を高精度に管理し、従来からのシェービング工法で量産する技術を拡張する新技術を開発し、それを導入した新生産システムを提案する。そして、その新生産システムの有効性を、大量生産の実験によって検証する。

^{脚注1} Cp 値：工程能力(Process Capability)

$$Cp = \frac{|\text{公差}|}{6\sigma}$$

σ: 実測した精度のばらつきの標準偏差

4-2. 歯車精度規格(DIN)と歯車の性能の関係解析

歯車の性能の最重要項目として、一般に歯の曲げ強度および面圧強度に対する信頼性・耐久性とギヤノイズの2点が挙げられるが、本論文では、歯車の性能としてギヤノイズのみを取り扱っているため、この点に絞って歯車の精度と性能に関する考察を展開する。

歯車精度の尺度として、その構成が最も論理的であり、かつ、必要不可欠な項目を網羅しており、また、当然ながら、絶対的な寸法や形状のばらつきも取り扱っているドイツ国家規格(DIN)を一つの参考として取りあげる。表4-1はDIN規格の内、本論文で主としてとりあつかう乗用車変速機歯車に採用されているモジュール1~3.55、ピッチ円径10~280mmの歯車について、性能としてのギヤノイズに対する相関の強い圧力角誤差、リード誤差、歯溝の振れの3項目を対象とする精度項目として抽出して示したものである。

精度はその加工仕上がり寸法値が目標とする値にどれだけ近いかによって良・不良が決められる。規格の精度等級は、大量生産下においてその製品の加工値のばらつきの大きさによって、すなわち、最も精度の悪いものによって、その等級の代表値が決められる使用方をする場合もある。

ギヤノイズの絶対官能評価によるばらつきの幅とその平均値と歯車精度(DIN)の関係を、大量生産下での品質検査とその解析結果によって表したものが図4-1である。ここで、ギヤディベロップが適正に行われたという仮定を設ける必要がある。ギヤディベロップが適正でないと、第3章で述べた通り、ギヤノイズの発生しにくい理想歯面形状が得られず、高精度(DIN 6級)歯車でもギヤノイズ不良(絶対官能評価4点)が発生することがある。

歯車測定精度のばらつきの幅が小さくなるほどDIN規格の等級は高くなり、DIN規格の等級が高くなるほど、その性能としてのギヤノイズ評価のばらつきの幅は小さく官能評価は良くなる。ただし、この事が通用するには、経験則であるが、適正なギヤディベロップが行われていなくてはならない。

本論文で扱っている加工法のもとでの大量生産乗用車用変速機歯車においては、歯車精度がDIN 6級 ~ DIN 13級まで大きくばらつくが、この条件下では同じ規格の歯車個別精度項目のなかで、特にギヤノイズに関与するのは、影響の大きさの点から

圧力角ばらつき > リードばらつき
> クラウニング頂点高さのばらつき > 歯溝の振れ > ピッチ誤差 > 歯厚

の順である。

この理由は、上述した順で、歯当たりのパターンに対する寄与度が大きく、歯当たり解析で述べたように、ギヤノイズに対する影響が大きいからである。

表 4－1 (b). DIN 歯車精度規格

項目	歯幅	20mm～40mm													ピッチ 円径	モジュ ール
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12			
級																
リード誤差ばらつき(μ m)		3	4	5	6	8	10	15	20	32	50	80	125	10～	2～ 3.55	
圧力角誤差ばらつき(μ m)		2	3	4	5	7	10	14	20	28	45	71	110	50		
歯溝の振れ(μ m)		3	4	5.5	8	11	16	22	32	45	63	90	125	mm		
リード誤差ばらつき(μ m)		3	4	5	6	8	10	15	20	32	50	80	125	50～		
圧力角誤差ばらつき(μ m)		2	3	4	5	7	10	14	20	28	45	71	110	125		
歯溝の振れ(μ m)		3.5	5	7	10	14	20	28	40	56	80	110	160	mm		
リード誤差ばらつき(μ m)		3	4	5	6	8	10	15	20	32	50	80	125	125		
圧力角誤差ばらつき(μ m)		2	3	4	5	7	10	14	20	28	45	71	110	～		
歯溝の振れ(μ m)		4	5.5	8	11	16	22	32	45	63	90	125	180	280 mm		

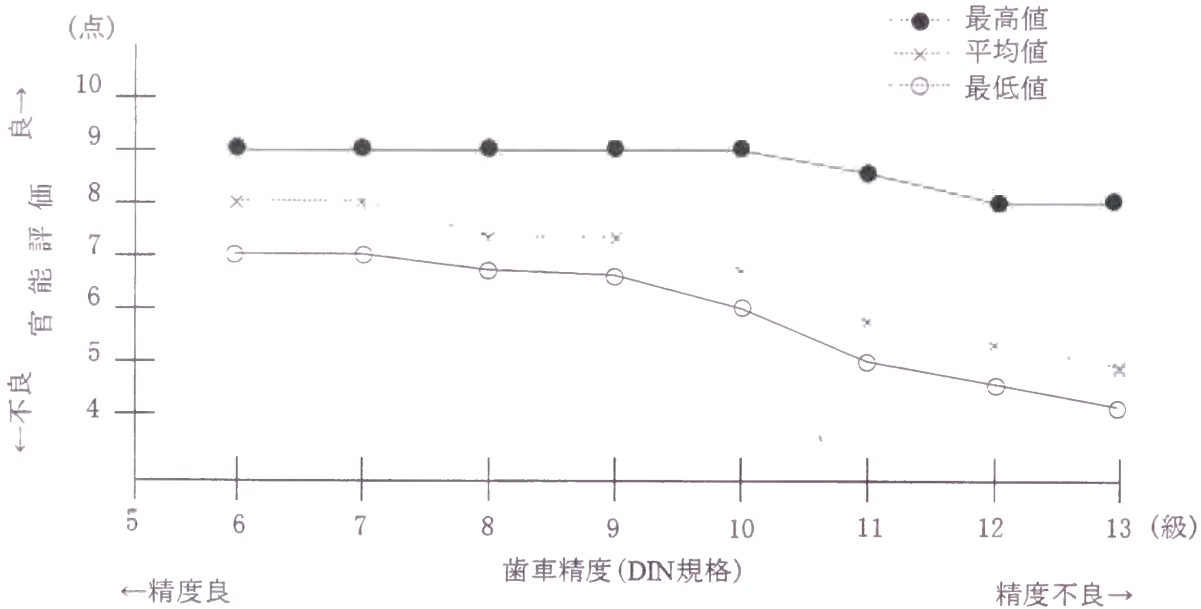


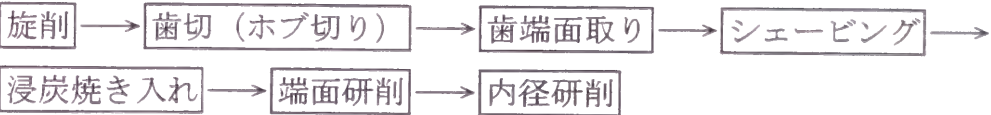
図 4－1．ギヤノイズの官能評価によるばらつきの幅と
平均値と歯車精度(DIN)の関係

表 4－1 (a). DIN 歯車精度規格

項目	歯幅	20mm 以下												ピッチ 円径	モジュ ール
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12		
リード誤差ばらつき(μ m)		2.5	3.5	4.5	5.5	7	9	13	18	28	45	71	110	10～	1～2
圧力角誤差ばらつき(μ m)		1.5	2	3	4	6	8	12	16	22	36	56	90	50	
歯溝の振れ(μ m)		2.5	3.5	5	7	10	14	20	28	40	56	80	110	mm	
リード誤差ばらつき(μ m)		2.5	3.5	4.5	5.5	7	9	13	18	28	45	71	110	50～	2～ 3.55
圧力角誤差ばらつき(μ m)		1.5	2	3	4	6	8	12	16	22	36	56	90	125	
歯溝の振れ(μ m)		3	4	6	8	12	16	22	32	45	63	90	125	mm	
リード誤差ばらつき(μ m)		2.5	3.5	4.5	5.5	7	9	13	18	28	45	71	110	10～	
圧力角誤差ばらつき(μ m)		2	3	4	5	7	10	14	20	28	45	71	110	50	
歯溝の振れ(μ m)		3	4	5.5	8	11	16	22	32	45	63	90	125	mm	
リード誤差ばらつき(μ m)		2.5	3.5	4.5	5.5	7	9	13	18	28	45	71	110	50～	
圧力角誤差ばらつき(μ m)		2	3	4	5	7	10	14	20	28	45	71	110	125	
歯溝の振れ(μ m)		3.5	5	7	10	14	20	28	40	56	80	110	160	mm	

4－3．歯車精度と工法との関係解析

歯車精度は一般に加工法によりかなりの程度決定される。熱処理後にハードギヤマシニングを施せば DIN6 級の歯車精度が容易に得られる。しかし、図 4－2 に示すように、高コストとならざるを得ない。本研究の対象と考えている自動車用歯車の量産加工工程は



である。各工程ごとの歯車精度の変化を量産実験によるデータ解析により究明した。その実験結果を図 4－3 に示す。本工程で DIN6 級から DIN13 級までばらつく歯車完成品精度は、主として熱処理によるものであるが、ホブ切り、シェービングによるばらつきも無視できないものがある。ホブ切り加工、シェービング加工の仕上がり精度は加工基準となる旋削精度に大きく依存する。

また、完成歯車精度は端面研削加工基準面に対する穴の直角度が不良であるとリードばらつきが大きくなる。

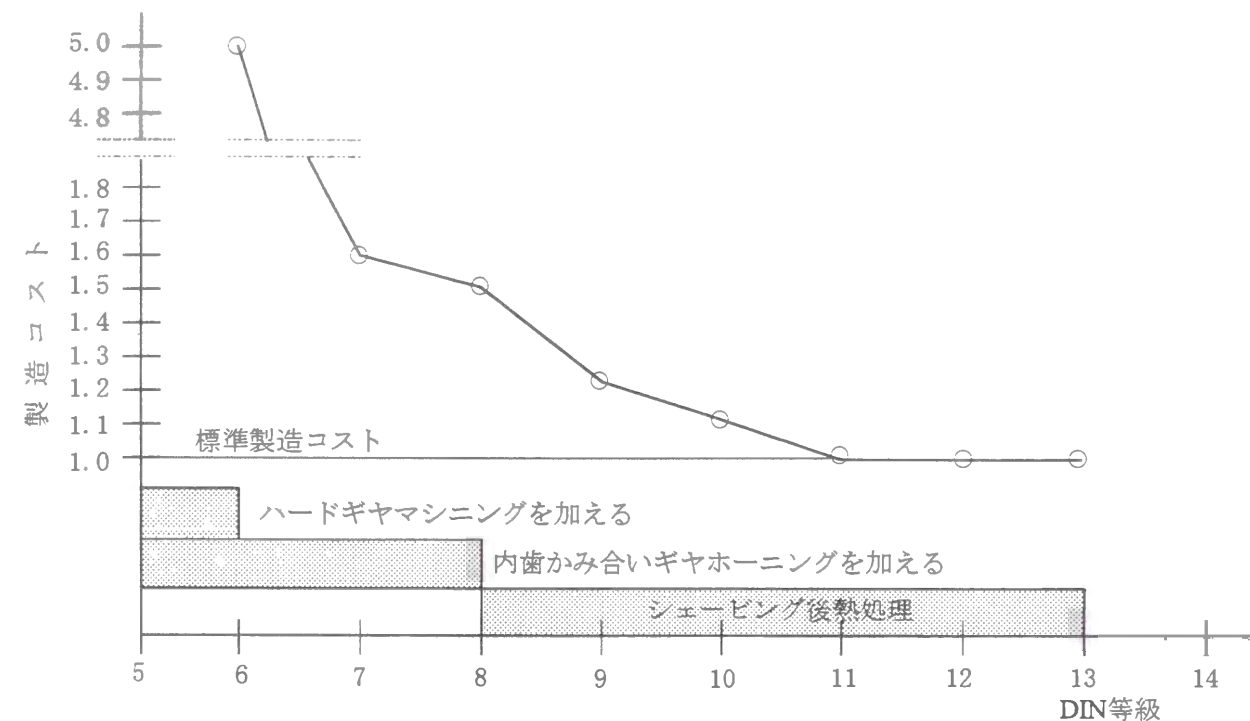


図4-2. 製造コストと歯車精度

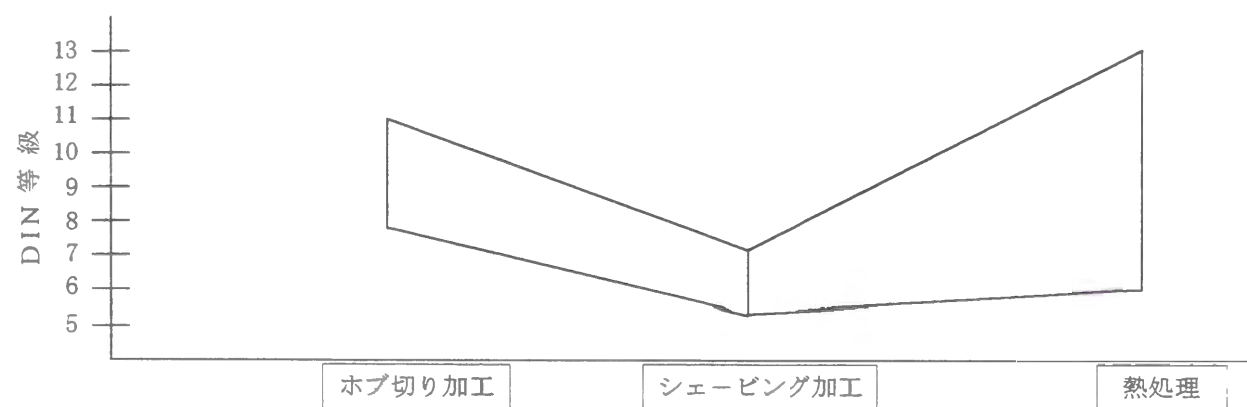


図4-3. 各歯車製造工程ごとの歯車精度

研削工程は大量生産下では大きく以下の二つの工法に分けられる。

工法 A(内径研削工法)

歯切り基準面の反対側の端面研削→内径研削→歯切り基準となる端面研削

工法 B(内径ホーニング工法)

歯切り基準面の反対側の端面研削→内径ホーニング→歯切り基準となる端面研削

工法 A はダイヤフラムチャックを使用し歯面基準で内径の矯正加工を行うため、歯溝の振れが向上し、35～50 μm となる。一方工法 B は端面基準で内径加工を行うが、歯溝

の振れ精度は前加工時の精度に倣うため、60～100 μm となる。しかし、端面基準での加工となるため、端面に対するリード誤差のばらつきが少なくなる。

歯車諸元設計時に重なりかみ合い率向上をねらった歯車は強ねじれ角の幅広ギヤとなり、これに対しては工法 B を採るべきである。一方、軸直角かみ合い率向上をねらった歯車は高歯、ファインピッチ、ハイアデンダムとなり、これに対しては工法 A を採るべきである。

この理由として、歯溝の振れは圧力角誤差に影響を及ぼし、また、圧力角の誤差は式(4-1)に示されるように軸直角かみ合い率 ε_α に関係する。

$$\varepsilon_\alpha = \frac{(L.P.C.)}{\pi \cdot M_s \cdot \cos \alpha_s} \quad (4-1)$$

$(L.P.C.)$: 作用線上のかみ合い長さ
 M_s : 軸直角モジュール
 α_s : 軸直角軸直角圧力角

歯溝の振れが圧力角に及ぼす影響の原因は、図4-4に示すように、加工時の中心と測定時のワーク中心がずれる(このずれ量 χ が偏心量)ため、測定時のワーク中心からみると歯切り加工時に基礎円がずれているためである。

いま

D_b : 基礎円直径

χ : 偏心量(歯溝の振れ $R_g=2\chi$)

α : 正規圧力角

α_χ : 測定時圧力角

とすると、インボリュート曲線の性質より、

$$\frac{D_b + \chi}{D_b} = \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_\chi} \quad (4-2)$$

$$\alpha_\chi = \cos^{-1} \left[\frac{D_b \pm \chi}{D_b} \cdot \cos \alpha \right] \quad (4-3)$$

が導かれる。

具体例として、圧力角 $\alpha=17.5^\circ$ 、モジュール 1.7、歯数 43、歯溝の振れ 40 μm の歯車においては、

$$\alpha_\chi = \cos^{-1} \left[\frac{77.969 \pm 0.02}{77.969} \cdot \cos(17^\circ 30') \right] = \begin{matrix} 17.547^\circ \\ 17.453^\circ \end{matrix}$$

が算出される。

このように歯溝の振れが発生すると、一歯毎の圧力角が変化する。すなわち一歯のかみ合い毎にかみ合い率が変動することとなりギヤノイズに影響を及ぼす一因となる。

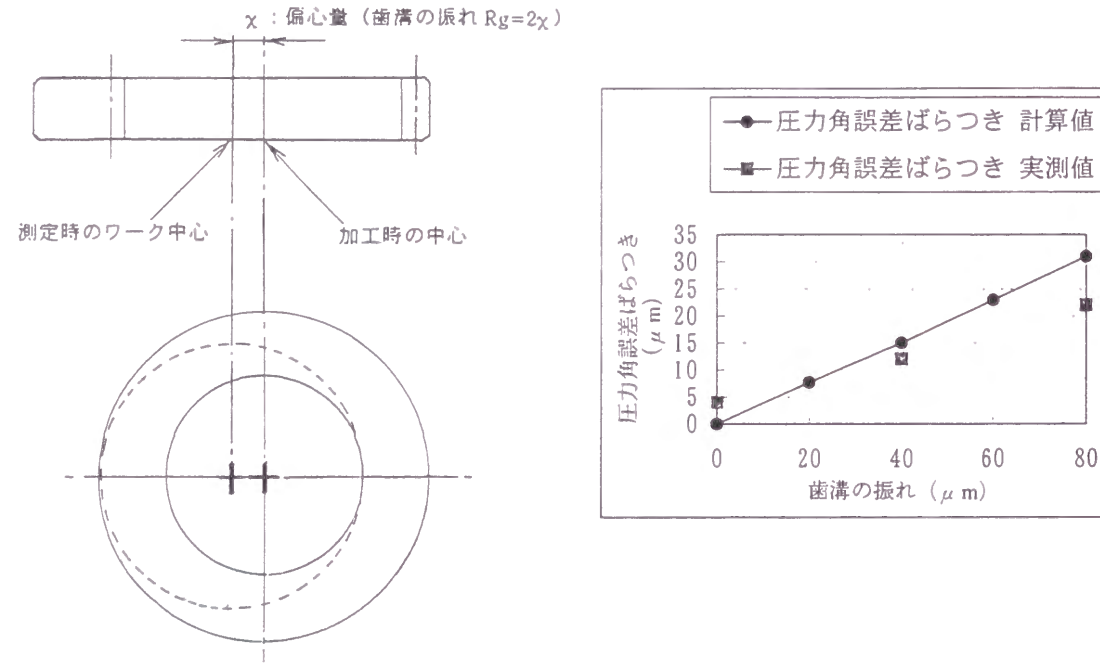


図 4-4. 歯溝の振れが圧力角に及ぼす影響

端面振れがねじれ角に及ぼす影響度合いを解析すると、図 4-5 に示されるように、ワーク端面振れがある場合、歯切り線上歯形がインボリュートとなり、測定線上ではインボリュートとはならない。

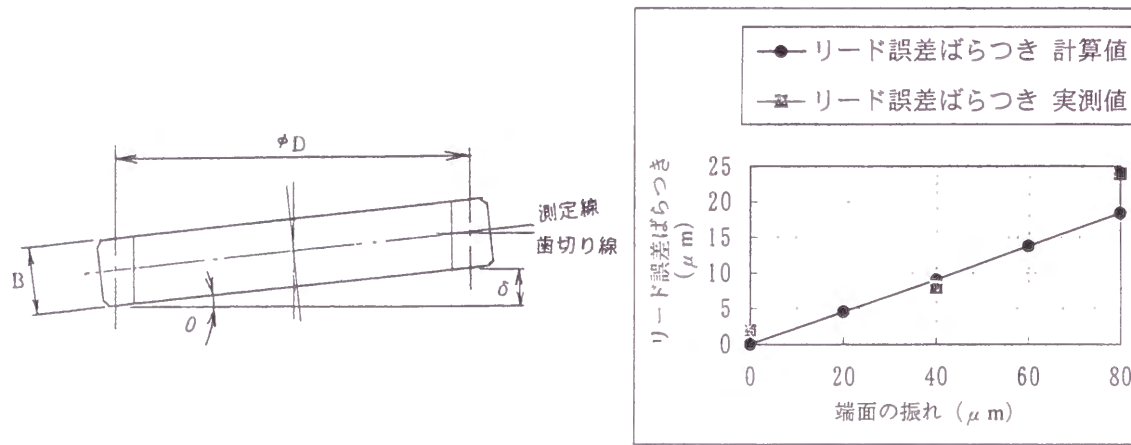


図 4-5. 端面振れがねじれ角におよぼす影響

いま、

- | | |
|---------------------------|--------------------|
| δ : 端面振れ (ピッチ円上) | B : 歯幅 |
| α : 圧力角 | θ : ねじれ角誤差 (ピッチ円上) |
| α _x : 測定線上の圧力角 | D : ピッチ円径 |

とすると、図 4-5 に示される関係より下式が導かれる。

$$\theta = \tan^{-1} \left[\frac{\pm \delta}{D} \right] \dots \dots \dots (4-4)$$

$$\alpha_x = \tan^{-1} (\tan \alpha \cdot \cos \theta) \dots \dots \dots (4-5)$$

リードの倒れ (リード誤差) は

$$B \cdot \tan \theta$$

となる。

具体例として、端面振れ 80 μm, 圧力角 17.5°, 歯幅 10.76mm, ピッチ円径 82.830mm の歯車において、

$$\theta = \tan^{-1} \left[\frac{\pm 0.08}{82.830} \right] = \pm 0.0553^\circ$$

$$\alpha_x = \tan^{-1} \{ \tan 17.5^\circ \cdot \cos(\pm 0.0553^\circ) \} \approx 17.5^\circ$$

$$\text{リードの倒れ (リード誤差)} : 10.76 \times \tan(\pm 0.0553^\circ) = \pm 10 \mu m$$

となる。

リードの倒れはねじれ角誤差であり、ねじれ角の誤差は式 (4-6) に示されるように重なりかみ合い率 ε_β に関係する。

$$\varepsilon_\beta = \frac{B \cdot \sin \beta_0}{\pi \cdot M_n} \dots \dots \dots (4-6)$$

$\left[\begin{array}{l} \beta_0 : \text{ピッチ円上ねじれ角} \\ M_n : \text{歯直角モジュール} \end{array} \right]$

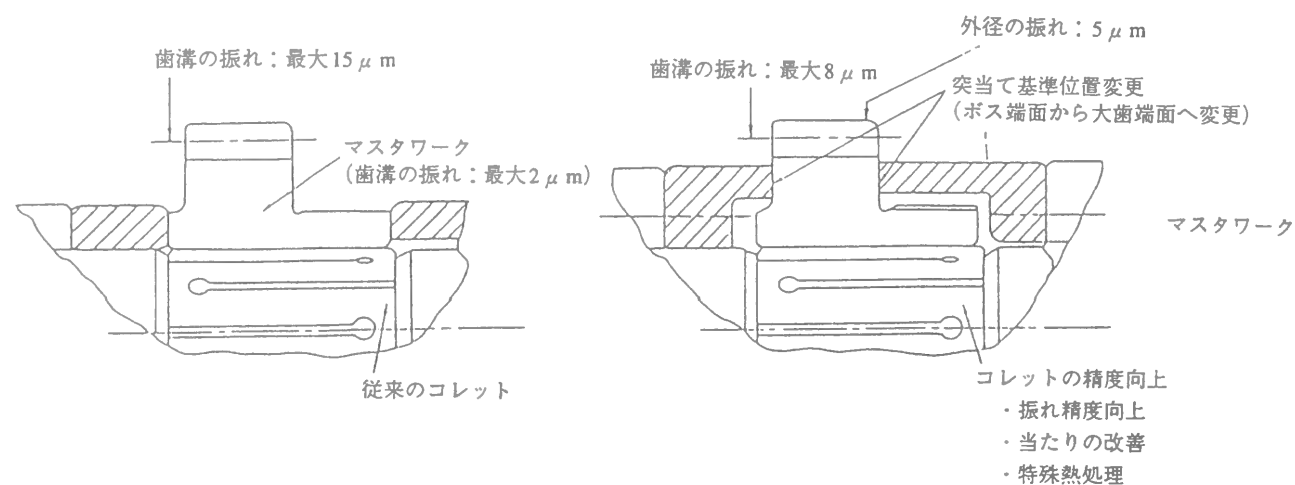
このため端面振れが重なりかみ合い率に変動を及ぼすこととなる。

4-4. 高精度シェービング工程の開発

4-4-1. シェービング高精度化対策と管理対策

シェービング加工はホブ切り加工や歯面研削加工などの変位強制制御の加工と異なり連れ回りの自由加工である。そのために、再現性の低い工程でもある。このことより、高精度の製品の生産を維持するには、大量生産実験によるばく大なデータに統計処理を施し、種々の加工に関する影響を解析する必要がある。この加工データの解析結果より、高精度にワーク歯車を把持する治具と高精度のカッタが必要であることが判明した。治具のワ

ーク歯車把持精度としては、マスタワークをクランプした時、端面の振れ $3\mu\text{m}$ 以下、外径の振れ $5\mu\text{m}$ 以下が必要であり、カッタ精度としては圧力角誤差のばらつき $2\mu\text{m}$ 以下、リードばらつき $3\mu\text{m}$ 以下、歯溝の振れ $5\mu\text{m}$ 以下が必要である。さらに、カッタをシェービング盤に取り付ける時には、カッタ端面の振れ $10\mu\text{m}$ 以下が必要である。カッタの歯溝の振れ、歯形、リードの管理も重要である。



(a) 改良前

(b) 改良後

図4-6. 歯切りおよびシェービング用治具の静的精度向上と加工基準変更

大量生産加工時にシェービング盤にロードから移されたワーク歯車を、常に上述のような高精度に、把持するためには治具の構造も重要であり、これがシェービング加工精度に大きく影響する。図4-6(a)は従来より使用されている治具の構造を示したものである。この構造は、歯車を変速機へ組み付ける時の基準となる端面を加工時の突き当てとし、その反対側端面を押さえながら、内径コレットでワーク歯車を把持するものである。そのため、内径に対する歯溝の振れ精度は良いが、端面に対しリード誤差が生じやすい。また、加工する歯の部分と加工基準面とが離れているため加工時の切削抵抗による歯面変形が大きくなり、加工精度が安定しにくい。この問題を解決するため、図4-6(b)のような構造に改良した。このような構造にすれば、図に示すように、可能な限り歯面に近い端面を突き当て基準面とし、内径コレットで心を出した後、基準面の反対側端面を押さえ、ワーク端面を把持することができるので、加工時の切削抵抗による歯面変形が少なく、加工精度が安定しやすい。また、シェービング加工時も下切りと同一基準をとることにより、加工基準面に対するリード誤差も小さく抑えることができる。この方法を多くのテストにより評価した結果、極めて有効であることが判明した。図4-7は改良前の治具と改良後の治具とによるシェービング加工データの比較を示すが、リード誤差ばらつきで $20\mu\text{m}$ 減少した効果が生じている。この時加工トライを行った歯車諸元は表4-2に示す通りである。

表4-2 歯車諸元表

ワーク歯車	
名 称	F18 Gear 5th. Speed
モジュール	1.7
圧 力 角	$17^{\circ}30'$
歯 数	43 枚
ピッチ円径	82.830mm
ピッチ円上ねじれ角	28° RH
歯 幅	13.45mm

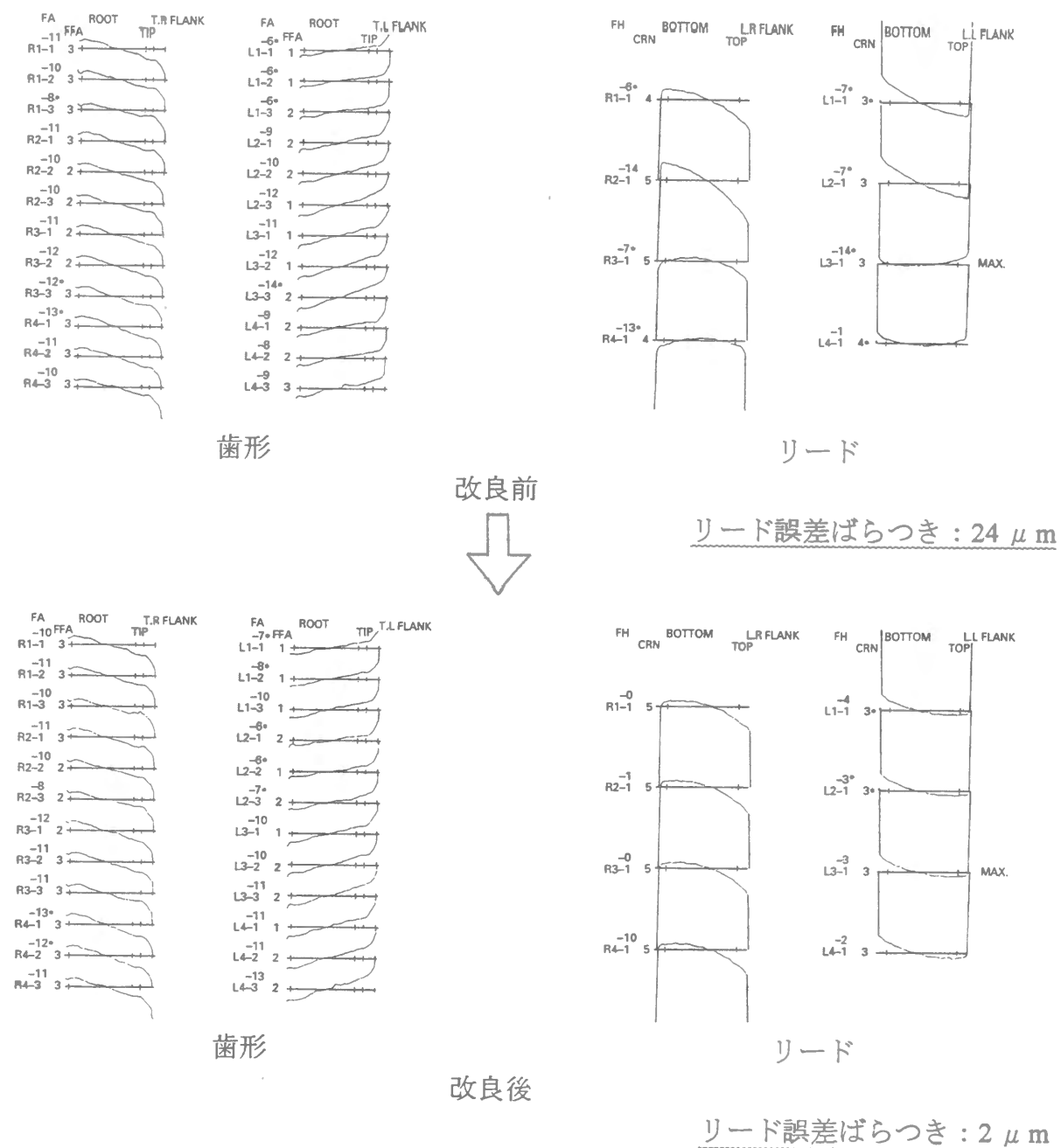


図4-7. 治具改良による加工精度向上

4-4-2. 新簡易洗浄機の開発

シェービング加工において高精度を得るには、穴開きギヤの場合は突き出し端面の直交度と穴の真円度、円筒度が重要であり、また、軸物のギヤの場合は、センタのテーパ度、真円度とセンタに対する加工突き当て面の直角度が重要である。リング形状のギヤは、前加工の旋削加工でいかに直角度と真直度を高精度に加工しても、ホブ切り加工時やシェービング加工時に切り屑が基準面や穴に付着し、端面の振れや外径の振れの精度を悪化させることが、量産経験から判明した。

端面に径 $1\mu\text{m}$ のごみが付着すると、 $2\mu\text{m}$ のリード誤差を生じ、穴に径 $1\mu\text{m}$ のごみが付着すると $2\mu\text{m}$ の歯溝の振れが生じる。このことから、シェービング加工の前工程に洗浄工程を設けるべく、インラインタイプの洗浄機を開発した。この洗浄機は図4-8に示すように床面積を少なくするため縦型で、下から対象物としての歯車が投入され、垂直にエレベータで持ち上げられ、洗浄、エアブローの工程が行われ、洗浄後、自然落下によって機上からシェービング盤に投入される。

この洗浄工程は歯切り工程の切り屑やごみを除去するだけでなく、切削油を洗い落とし、シェービング盤のクーラントオイルの劣化を防ぐので、工具寿命の向上にもつながる。

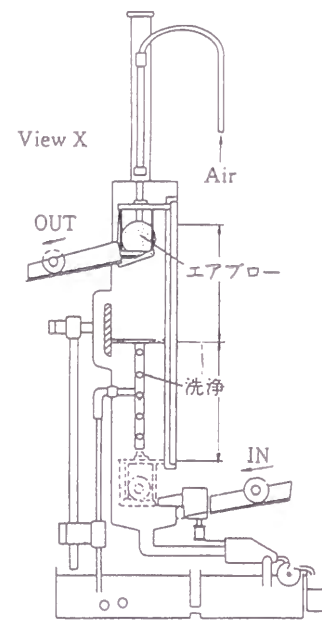


図4-8. 新簡易洗浄

この簡易洗浄機を導入することにより、歯車精度の平均レベルが大きく向上することはないが、歯車精度のばらつき幅は小さくすることができ、DINで1級は向上し得ることが大量生産実績より明らかになった。図4-9はこの状況を示したもので、歯車の完成品を週毎にランダムに抜き取って測定し(N=8~11/週)、その週における全測定データ中の最大値・最小値を、一週間毎に各精度項目についてまとめたものである。新簡易洗浄機の導入後、とくに製品のリード誤差ならびに歯溝の振れのばらつきが大幅に小さくなった状況が認められる。

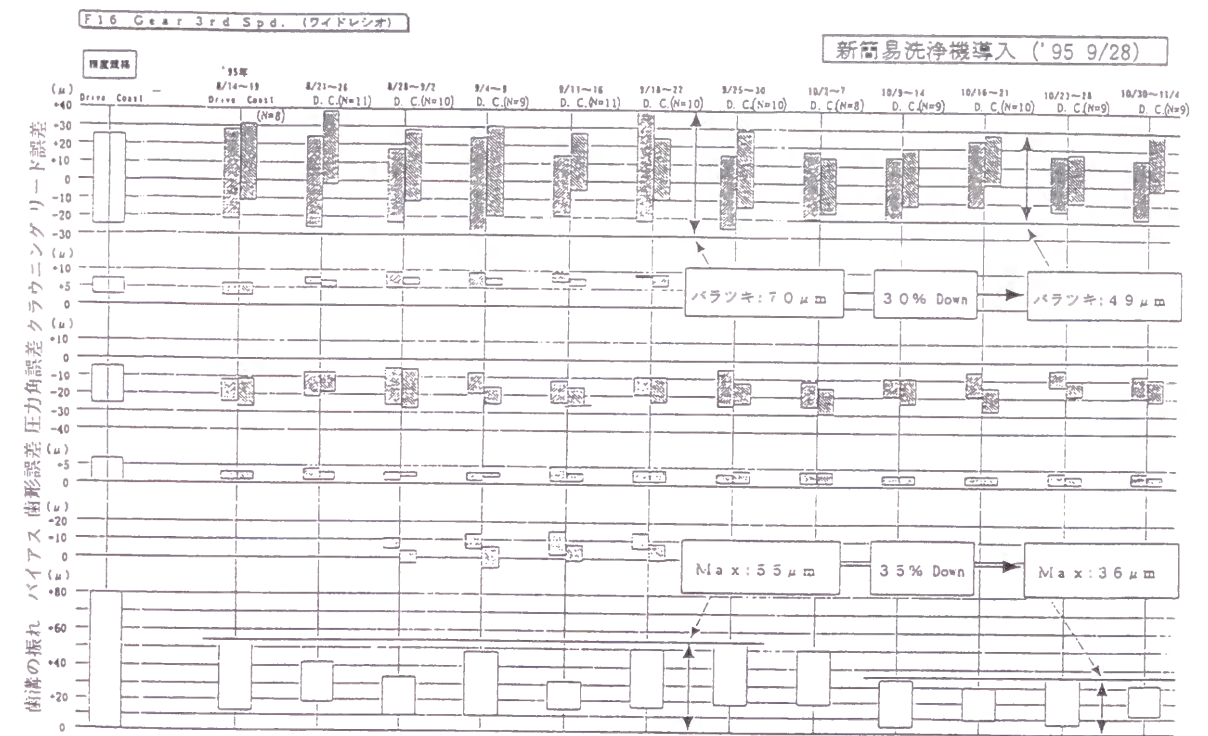


図4-9. 新簡易歯車洗浄機効果確認実験結果

4-5. 低ひずみ熱処理工法の開発

歯車の浸炭焼き入れ工程は、必ず熱処理変形をとめない、これを防ぐことは不可能である。しかし、熱処理変形は必ず生じるものと考え、その変形の傾向を一定に、ばらつきを小さくすることができれば、歯車精度を規格内に管理することは可能である。

熱処理ひずみを管理するためには、単に熱処理工程を管理するのみでは不十分であり、鉄鋼材料から熱処理後の仕上げ加工に至るまでのすべての工程についての総合的な管理が必要である。

また、量産工場においては、最終の歯車精度とそれを維持管理するための、投資償却を含むトータルコストを十分に検討し、コストと品質のバランスをとることが大切である。

4-5-1. FC 浸炭法の研究

鍛造時の残留応力の除去において、素材熱処理(焼準、焼鈍)温度の設定がポイントであるが、量産工場ではしばしば素材熱処理中に曲がりなどの変形を生じる。変形したワークは曲がり直しプレスによって矯正するが、この時、見かけは矯正されたように見えても実際には内部に応力が残留している。これを機械加工し、浸炭焼き入れを行うと、残留応力が解放され、熱処理後に曲がりが生じる。これに対処するには、素材の曲がり直し後、必ず応力除去焼鈍を行う必要がある。浸炭温度($920\sim 930^{\circ}\text{C}$ ($1193\sim 1203\text{k}$))以上に再加熱することが理想的であるが、最低でも内部応力が解放される 650°C (923k)以上に加熱する必要がある。

素材熱処理が十分に管理されていても、浸炭前のブランク材加工、歯切り加工などの機械加工時に、歯車内部に応力が残留することがある。これらの対策としては、歯切り加工後、応力除去焼鈍を行い、一度内部応力を解放してからシェービング加工を行い、その後に浸炭焼き入れを行うことである。ゲージ、工具類においては、機械加工途中で何度も応力除去焼鈍を行う場合がある。ただし、機械加工の途中で応力除去焼鈍を行うと過大なコストアップとなる問題があるため、自動車産業などの歯車の大量生産工場では、実行することに困難がある。

1) 熱処理工程におけるひずみ

(1)加熱時の変形

歯車の浸炭焼き入れ処理でまず問題になるのは、室温から浸炭温度(920～930℃(1193～1203k))に上昇させる時の加熱速度である。加熱の初期においては表面は早く温度が上昇し、熱膨張のため、外層部には圧縮応力が、反対に中心部には引っ張り応力が働く。この時、弾性限界は温度の低い外層の方が低く、外層より材質の降伏が始まる。結果として、圧縮応力のため、歯車の外層部はつぶれた形になる。さらに、歯車全体の温度が均一になると、反対に中心部は膨張するのに対して、外層部はつぶれた形となっているため、中心部には圧縮応力が、外層部には引っ張り応力が発生する。このような経過のもとに、部品は中央部がふくらむような形になる。これを防ぐには、温度上昇勾配を少なくする必要がある。実際の方策として、浸炭炉にワークを投入する前に予熱炉へ投入し、500℃(773k)くらいまで予熱した後に浸炭炉へ投入する。

(2)浸炭むらによる変形と対策……FC 浸炭工法の導入

従来、一般的にガス浸炭法はRX ガス発生炉(吸熱型変成炉)を用いて、成分が安定しているRX ガスを大量に炉内へ投入し、CH₄、C₃H₈、C₄H₁₀などのエンリッチガスを炉内へ添加し、浸炭のためのカーボンポテンシャルを確保している。従来のRX ガス浸炭工法のブタン(C₄H₁₀)変成のRX ガス反応式を以下に示す。



式(4-7)の右辺がRX ガスの組成であり、CO、H₂、N₂の比率はそれぞれ23.5%、29.4%、47.1%である。カーボンポテンシャルをコントロールするために、赤外線CO₂分析計、あるいはO₂センサなどで雰囲気制御を行う。このRX ガスを得るためには、従来は浸炭炉とは別の発生炉で、CH₄、C₃H₈、あるいはC₄H₁₀といった炭化水素ガスを空気と混合して約1,080℃(1353k)の高温でNi触媒中を流して、RX ガスを発生させ、このガスを室温まで急冷し、さらに、浸炭炉に導入して再び加熱するという無駄な手順を踏んでいた。浸炭の基本は、下記に記す反応である。



一酸化炭素が分解して原子状のカーボン([C])と二酸化炭素に分かれる。この、[C]が

鉄中に拡散して浸炭反応が起こる。式(4-8)より、COの濃度が上昇すれば、[C]の濃度も上昇し、浸炭能力も向上する。式(4-7)より、RX ガス中には浸炭に寄与するCO ガス以外に、浸炭にはまったく寄与しない中性のN₂ ガスが大量に含まれている。このN₂ ガスをなくし、CO ガスの割合を上昇できれば浸炭能力が向上し、歯車の歯面と歯底の浸炭むらの解決、さらには浸炭能力向上に伴う生産性の向上が期待できる。

そこで、空気の代わりにCO₂ ガスを用い、炉内で変成させ、上述のRX ガス生成のむだをなくすことによるコスト低減と、浸炭能力の向上の一石二鳥をねらって開発されたのが、FC(Fine Carburizing)浸炭工法である。FC 浸炭による反応式を下記に示す。

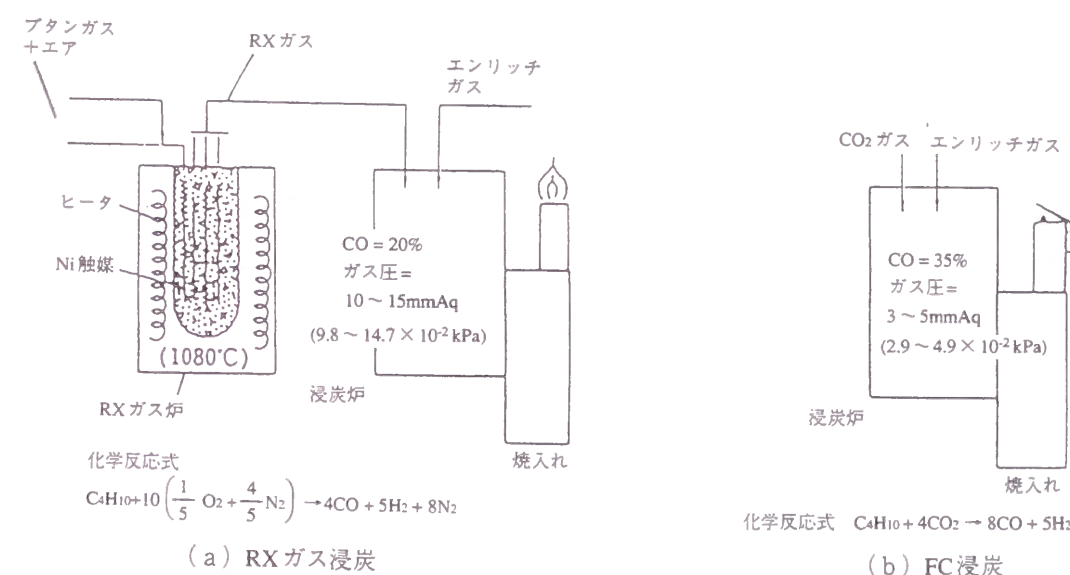


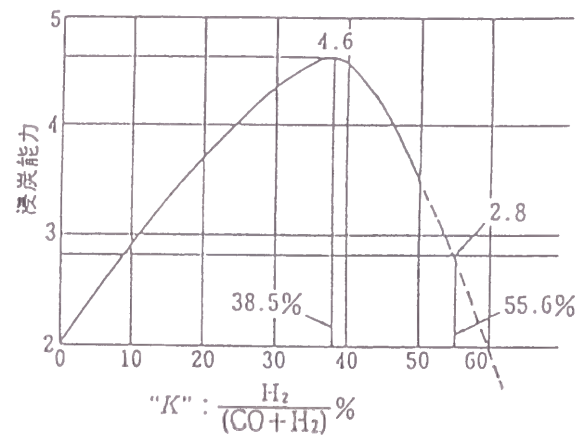
図4-10. RXガス浸炭とFC浸炭との比較

式(4-9)より、計算上はN₂ ガスがなくなり、61.5%のCO ガスと38.5%のH₂ ガスが作られる。

図4-10にFC 浸炭とRX 浸炭の処理の比較を模式的に示す。しかし、Bramley、Turnerによると、H₂ ガスの占める体積比率をK値と称し、

$$K(\%) = \frac{\text{H}_2}{(\text{CO} + \text{H}_2)} \times 100 \quad (4-10)$$

Kが38.5%の時に浸炭能力が最大となると論じている^[22]。図4-11にこのK値を用いたRXガス浸炭工法とFC浸炭工法での浸炭能力の比較を示す。図4-11より、RXガス浸炭工法に比べ、FC浸炭工法では浸炭能力に1.64倍の差があり、このためFC浸炭工法では、図4-12に示すように、歯車歯面や歯底部における浸炭深さのばらつきを少なくすることが可能となる。



浸炭工法	"K"	浸炭能力
RX ガス浸炭	55.6%	2.8
FC 浸炭	38.5%	4.6

$$\frac{4.6}{2.8} = 1.64 \text{ 倍向上}$$

図 4-11. 浸炭能力

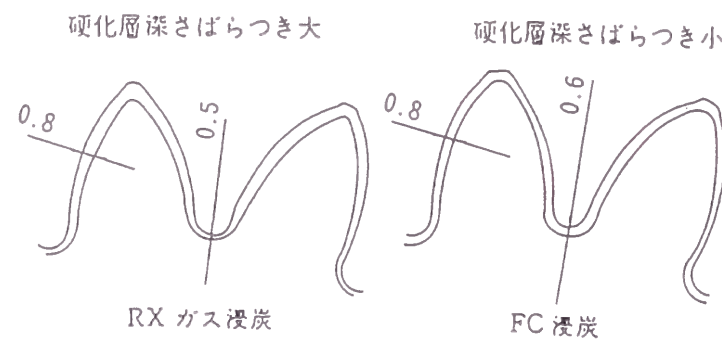


図 4-12. 浸炭硬化深さ

実操業においては、部品繰り入れ時に空気が炉内へ流入し、量産時の CO 分析値は約 35% となる。

図 4-13 に、RX ガス浸炭工法を FC 浸炭工法に改造した時の改造工事概要の一例を示す（いすゞ自動車株式会社，1993 年）。

量産テストにより判明した FC 浸炭の特長をまとめると、下記ようになる。

- ① RX ガスを使用しないため、燃料用ブタンガスおよび加熱のための電気コスト、および Ni 触媒、炉のれんがなどのメンテナンスコストがすべて不要になり、大幅なコスト低減が可能である。
- ② 浸炭能力の向上に伴い、浸炭時間を短縮することで、15～20% 生産性の向上が図れる。
- ③ 浸炭能力の向上に伴い、歯車歯面の浸炭深さのばらつきが抑えられ、焼き入れ時の変形ばらつきを抑えることが可能である。

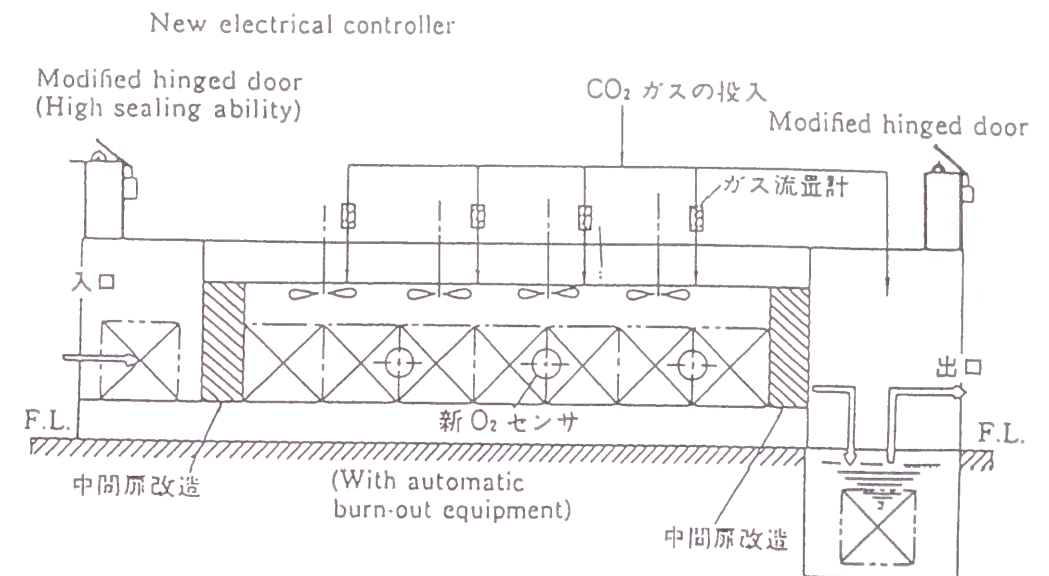


図 4-13. FC 浸炭改造工事（炉の改造内容）

4-5-2. 新焼き入れ油槽開発

焼き入れ時に発生するひずみは、組織変化に伴うひずみ(変態ひずみ)と急冷時の熱応力、変態応力による熱ひずみの 2 つに大別される。

変態ひずみに伴う寸法変化は等方的で、各部の寸法を同方向、同率に変化させる。変化の方向は増加方向であり、これは焼き入れ前の焼きならし、焼きなまし組織(パーライト組織)に比べ、焼き入れ後のマルテンサイト組織、あるいはベーナイト組織の比容積が大きいからである。

例として、円柱を急冷した時の変態ひずみは、表面が圧縮応力、内部が引っ張り応力となる。この時の円柱の形状は長さ方向に増加し、直径方向に減少する。また、熱応力は表面に引っ張り応力が、内部に圧縮応力が生じる。焼き入れ時は、このように変態ひずみと熱ひずみが重なり合って、複雑な変形が発生する。焼き入れ時のこのようなひずみを完全に取り除くことは実際上、不可能である。したがって、焼き入れ工程において、いかに一定の焼き入れひずみを確保するか、つまり、いかにばらつきを抑えるかが問題になる。なお、浸炭焼き入れにおいては、この変態ひずみと熱ひずみの出方のバランスによって、歯車の歯面あるいは歯底に $20 \sim 40 \text{ kgf/cm}^2$ ($1.96 \sim 3.92 \text{ MPa}$) の残留圧縮応力が生じ、歯車の耐久強度向上の主要因になっている。

焼き入れ時の変態および熱ひずみのばらつきを最小にする目的で、ハード面、およびソフト面から改良した新型焼き入れ油槽を開発した。

焼き入れ時のハード面の対策として、焼き入れ油の流れを均一な層流とし、エア巻き込みによる気泡の発生をなくす目的で、従来のアジテータ式に代わり、数多くの試作油槽でのテスト結果をもとに、図 4-14 に示すようなポンプ循環式の新型油槽を開発した。こ

の新型油槽では、ワーク歯車周囲を流れる冷却油の状態がアジテータ式の場合にくらべ極めて定常的な層流となり、安定した冷却状態を実現できる。

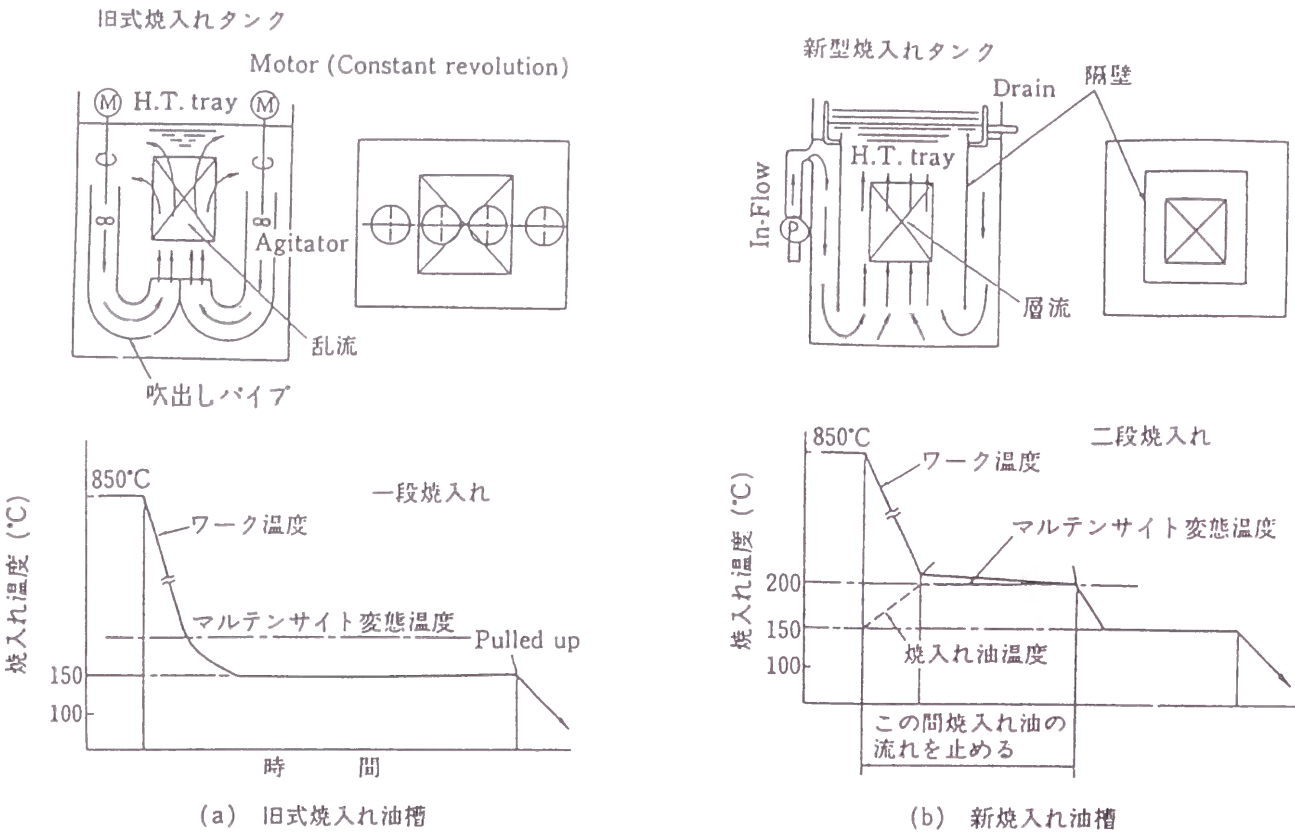
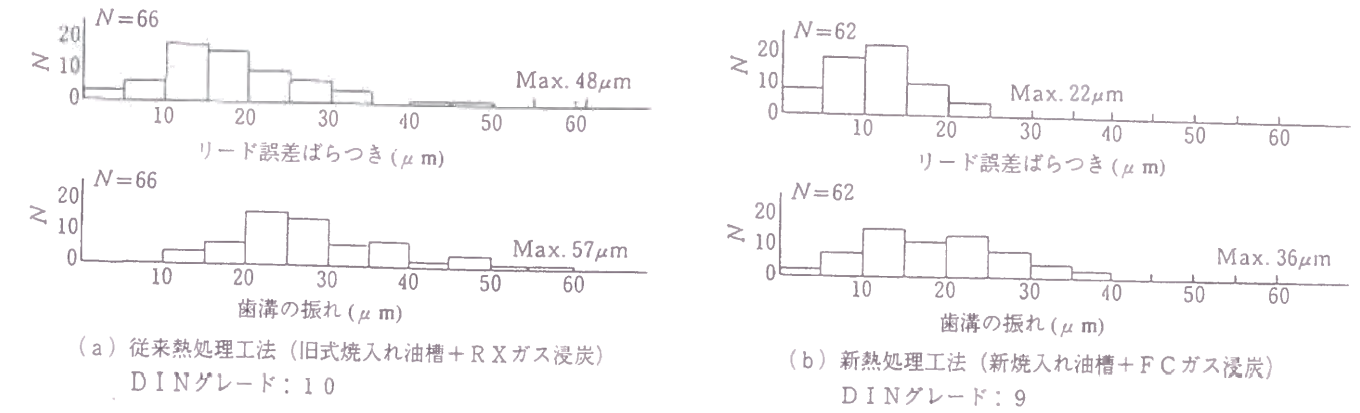


図 4-14. 新焼入れ油槽開発

ソフト面の対策として、従来の一段焼き入れに対し、二段焼き入れ法を開発した。従来の一段焼き入れでは、ワークは 850℃(1123k)に加熱後、150℃(423k)の油中で焼き入れられた。マルテンサイト変態は約 200℃(473k)付近で起こるが、歯車の形状が複雑なため、マルテンサイト変態開始に箇所による不均一が発生し、この時の変態応力のばらつきが原因で熱処理変形のばらつきが生じる。これに対し、二段焼き入れ法では、焼き入れ時に循環ポンプを停止することで、ワークの自熱で油温が 200℃(473k)直上まで上昇し、ワークおよび焼き入れポット内の油の温度がほぼ同一(約 200℃(473k))となった後、再び循環ポンプを起動させ、マルテンサイト変態を完了させる。

以上のような新焼き入れ油槽の開発により、熱処理トレイ上のすべてのポジションで、熱処理変形のばらつきを最小とすることが可能となった。すなわち、図 4-15 に示すように、FC 浸炭工法および新焼き入れ油槽の開発・導入により、歯車精度を DIN 1~2 級向上させることができた。



ワーク歯車	
名 称	F18 Helical Gear
モジュール	2.19
圧 力 角	19°
歯 数	75枚
ピッチ円径	195.846mm
ピッチ円上ねじれ角	33° RH
歯 幅	25mm

図 4-15. 新熱処理工法の効果

4-6. 歯車精度向上対策に対する効果

前節までに開発してきた、新簡易洗浄機の導入、被加工歯車全数のシェービング加工の前工程における洗浄、また、油の流れを層流化した新熱処理油槽の開発導入、FC 浸炭焼き入れの導入の総合した効果を確認するため、同システムを導入した大量生産ラインにおいて歯車精度調査を伴う実験を行った。チェックする歯車精度としては、歯車の性能上重要な圧力角誤差のばらつき、リード誤差のばらつき、歯溝の振れの 3 項目をとり上げ、DIN 規格を適用して判断した。それぞれの歯車ごとのテスト結果の一例を図 4-16 に示す。全歯車ともに Min. DIN 11~13 級のものが Min. DIN 8~9 級となり、歯車の精度等級で 2~5 級の向上を得ることができた。

第5章 歯車生産システムとしての統合

5-1. 緒言

歯車生産システムは、自動車部品におけるエンジンなどの機械部品の生産システムと以下の点で大きく異なる。加工工程上では、シェービングと熱処理という再現性の非常に低い二つの工程をそのうちに抱えていること、品質管理上では、対象となる歯車の幾何学的形状は、直線、平面、またはその組み合わせである立方体や直方体のように数値管理できるものでなく、インボリュートヘリコイドという曲面が円柱外周部に付属している複雑な形状であるために、歯当たり管理というパターン認識による主観的管理に頼らざるを得ないことである。

このような理由のため歯車は、他の機械加工部品と同一の生産システムでは品質をコントロールすることが困難である。ところが、現実には歯車のみの生産を目的とする特化した生産システムはなく、エンジンなどその他の機械加工部品と同一の生産システムが歯車の大量生産に適用されている。

このように、再現性が低い、しかし歯車品質にとって重要な2工程と、Cp値管理のできない重要測定項目を抱えているため、現実にはその生産工場の人や設備といった特性、および、歯車の形状・諸元という特性を考慮して、長年の経験と勘による管理が行われている場合がほとんどであり、その工場を運営する人やシステムによって、同一の設備・同一の工場・同一の諸元の歯車であっても得られる品質は大きく異なっている。

そこで、これらの不確定要因を可能な限り小さくし、人の能力差や経験度合いに頼る割り合いが比較的小さく、かつ、確定性のある生産システムを構築する必要が生じてきた。特に、本論文で扱っている“やわい歯”の歯車の製造は、“頑丈な歯”の歯車の製造よりさらに再現性が低いものなので、早急に、歯車専用の新しい生産システムを構築することが必要となった。

5-2. 従来型歯車生産の仕組み

従来型歯車生産システムは、エンジン部品などと同じく、各加工工程ごとに外径・内径や幅寸法等の加工寸法や外径振れや端面振れ等の振れに対するCp値をとり、それにもとづき品質を管理し、 \bar{X} -R管理図^{脚注1}により時々刻々の製品の加工寸法精度やばらつきの変化を管理する方法である。歯面の品質管理については、歯形・リードを歯車円周90°毎の左右両歯面8箇所、歯幅の中央、歯形の中心で500倍の形状測定倍率で測定する定数管理や抽出管理を行っている。

脚注1 \bar{X} -R管理図：測定データの平均値(\bar{X})とばらつき(R)の時間的な変化をとらえ、管理するための図

ワーク歯車	
名 称	F18 Gear 3rd. Speed
モジュール	1.8
圧 力 角	17° 30'
歯 数	38 枚
ピッチ円径	79.798mm
ピッチ円上ねじれ角	31° RH
歯 幅	15.1mm

Work gear : Gear 3rd speed														Production line sampling data (Completed parts) (The worst precision gear by sampling)																							
Date	Item DIN	リード誤差ばらつき												圧力角誤差ばらつき												歯溝の振れ											
		DIN グレード												DIN グレード												DIN グレード											
		7	8	9	10	11	12	13	7	8	9	10	11	12	13	7	8	9	10	11	12	13															
'95年9～11月								(N=125)							(N=125)								(N=125)	従来工法適用													
'96年1～3月								(N=124)							(N=124)								(N=124)														
'96年4～6月								(N=134)							(N=134)								(N=131)														
'96年12月								(N=22)							(N=22)								(N=22)	新工法適用													
'97年1～2月								(N=71)							(N=71)								(N=71)														

図4-16. 新たに開発した高精度歯車加工法の効果の確認例

4-7. 結言

歯車の製造精度を向上させるには、従来工法で量産する限り、再現性の低いシェービング工程と熱処理工程の二つの工程の精度向上を図らねばならない。これには以下の4点の対策が有効であることを提案し、それを実現する装置を開発してそれらをシステムの形にまとめ上げ、量産によりその効果を確認し得た。

- ①新簡易洗浄機の開発とこれを用いたシェービング加工前の被加工歯車の全数洗浄
- ②熱処理工程におけるFC浸炭の導入
- ③新層流化焼き入れ油槽の開発と導入
- ④二段焼き入れ法の導入

特に、熱処理において上記の②から④の3点の併合によって、大きな相乗効果を得ることができたものと判断する。

歯面に対する Cp 値管理と X-R 管理は歯厚と歯溝の振れ管理を加工する設備ごとに行っている。

各加工工程、特にシェービング工程に対しては、加工したワークを抜き取り測定することにより、ワーク歯形が規格値を満足しなくなれば、工具を交換するのが従来の管理法である。一方、熱処理に対しては、量産開始前にワークの熱処理変形量を、圧力角、歯厚、ねじれ角、リード誤差、リードのテーパ量、クラウニング量、歯溝の振れについて調査する量産実験を行い、その調査解析結果を歯切り工程とシェービング工程にそれぞれ反映させる方法がとられている。

素材から、歯車を加工し、変速機として組み立てられ、車両に搭載されて出荷されるまでの従来型生産品質管理システムを図 5-1 に示す。

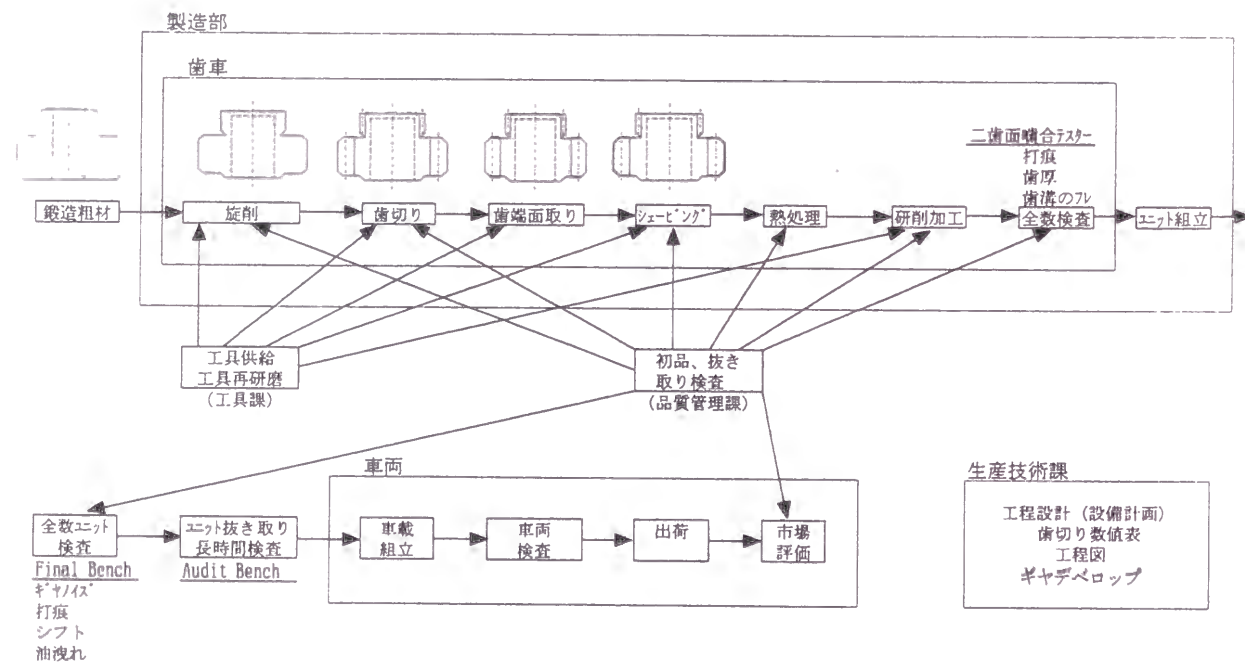


図 5-1. 従来型歯車製造検査システムとそのデータの流れ

この図に見られるように各工程での加工と品質管理が統合されずに行われていて、顧客の変速機に対する機能評価が歯車の各加工工程にフィードバックされない仕組みになっている。すなわち、変速機としての性能と歯車単品の精度との関係が整合されていない。従来システムでは、生産業務上も、重要な 4 つの業務である加工、生産技術、工具研削、品質管理が別個に独立して作動していた。特に“やわい歯”の歯車の加工に対しては、上述のように歯面形状の再現性が低いために、品質機能に対する情報と生産工程の統合化とそれを実現する歯車生産業務の統合化が必要とされる。

5-3. 新歯車生産システム開発 — ギヤラボシステム

前述のように、従来型歯車生産システムは硬直型システムであり、歯車諸元設計の変更・規格変更や品質トラブル、生産量の変化に即応することが困難である。

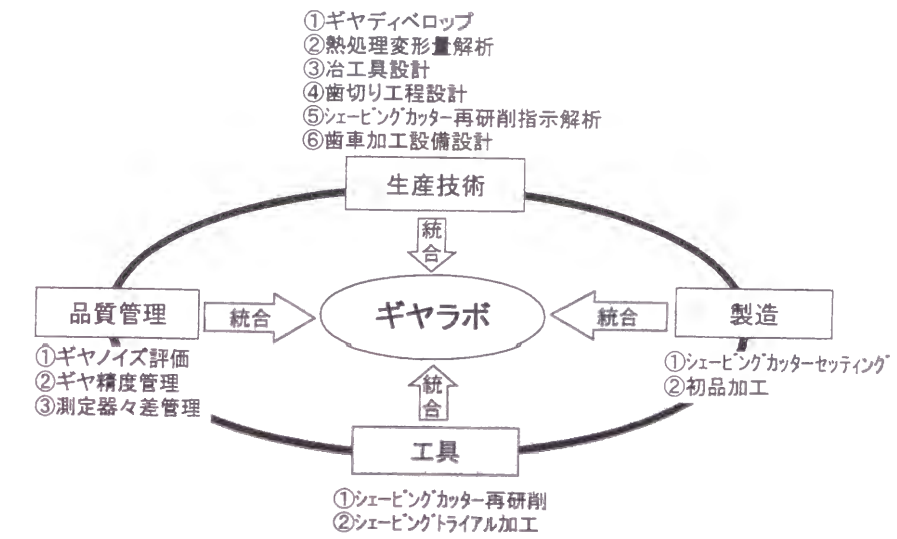


図 5-2. ギヤラボシステムの機能と組織

そこで、新しく歯車専用の生産システムであるギヤラボシステムを開発した。

本システムの特徴は、まず、前述の歯車に関する主要な業務である 4 つの業務の統合化である。図 5-2 に示すように、歯車に関する重要な 4 つの業務を別個の組織管理下で行うのではなく、同一組織のもとで行うシステムである。図 5-3 は、

素材 → 歯車生産 → 歯車単品検査 → 変速機組み立て
→ 変速機検査 → 車両搭載 → 車載評価 → 出荷 → 市場評価

の生産フローの中での新組織ギヤラボの関与のあり方を示す。図に見られるように、素材から最終製品まで一貫して統合管理するシステムがギヤラボシステムである。

表 5-1 は、ギヤノイズと歯車単品精度とを関連づけるために、シェービングカッタの歯形測定、そのカッタで加工されたワーク歯車の歯形・リード測定、熱処理後の歯形・リード測定、変速機組み付け後の歯当たり解析、およびギヤノイズ評価という一連の工程の流れの中で同一歯車の測定精度データをそれぞれの工程に対応づけて追跡調査した一例を示したものである。歯車単品のシェービング後や熱処理後の歯形・リード測定のデータは日々変化するが、これらを管理しながらギヤノイズの評価を表 5-1 に示す一連の工程の流れのなかで製造工程に結び付け、不適合があれば各工程ごとの測定、評価の管理項目などのデータを各加工工程にフィードバックする。

この一連のデータを収集して、データベースを構築し、その中で現在流れている状況を解析することにより、自律的にさらなる高機能、高品質の変速機を製造することができるようになるスパイラル効果が得られることを期待している。また、このシステムは歯車に関する管理、技術、技能を三位一体として作動させるものである。したがってこのシステ

ムが有効に作動するためには、管理者、技術者、技能者の3階層の連携と一致協力が必要不可欠であることは述べるまでもない。

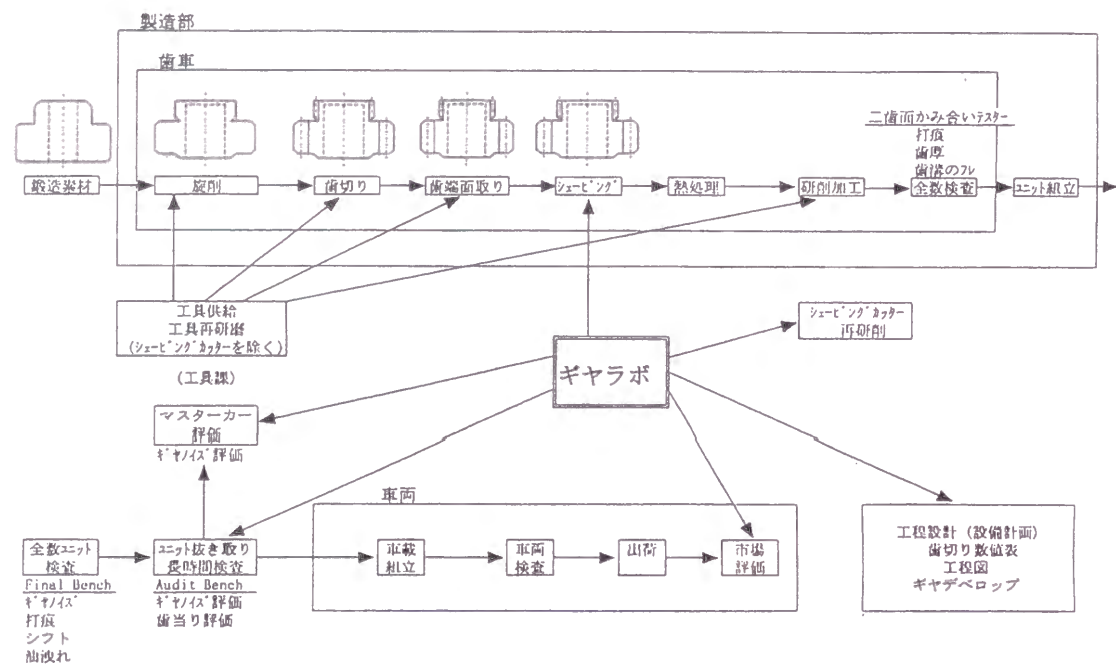


図5-3. 新型歯車製造・検査システム(ギアラボ)とそのデータの流れ

表5-1. 歯車単品精度と歯当たりとギヤノイズの関連データ解析

			シェービングカッタ プロフィール	シェービング プロフィール	完 成 プロフィール	歯 当 たり	周 波 数 一次 啮 合 成 分	ベンチ 評価点	車 両 評価点
DRIVE	MAIN SHAFT コンベンショナル シェービング	歯 形						6.5	7.0
		リード (中央)							
	HELICAL GEAR プランジ シェービング	歯 形							
		リード (中央)							
COAST	MAIN SHAFT コンベンショナル シェービング	歯 形						6+	6.5
		リード (中央)							
	HELICAL GEAR プランジ シェービング	歯 形							
		リード (中央)							

5-4. シェービングカッタ再研削システムの開発

シェービングは、シェービングカッタとワークとの連れ回りで加工を行うため、同一のカッタを同一の機械に取り付けて同一諸元のワークを加工しても、完全に同じ形状に歯車歯面を加工することはできない。したがって、シェービングカッタの歯面を刃付けのため再研削して得られる歯面形状を、目的とするワーク歯面形状に完全に相関させることはほとんど不可能である。

また、シェービングカッタは歯面を再研削していくと歯厚が減少し、歯厚の減少に対応させて外径を減少させなければならない。したがって、カッタの転位係数、カッタとワークのかみ合い圧力角が再研削ごとに変化していく。また、カッタの諸元が同一で、同一の再研削線図(図3-26参照)にしたがって再研削していても、生まれの異なる(製造番号が違う)カッタであれば得られるワーク歯形は異なる。すなわち、幾何学上の完全解を得ることは不可能であると言える。多くの生産テストを繰り返し、多くの実験データを解析し、個々のデータバンクの体系的な解析と経験によってカッタ歯形を決め、トライアンドエラーで修正して行かざるを得ないのが実情である。

この状況に対処するため、この修正システムとデータバンクシステムを統合し、前節で述べたギアラボシステムの中核としてうまく作動するためのシェービングカッタ再研削システムを開発した。このシステムの一連の流れを図5-4に示す。

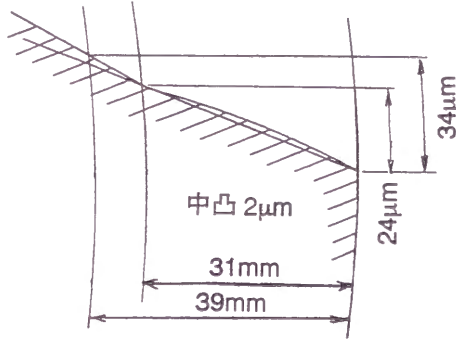
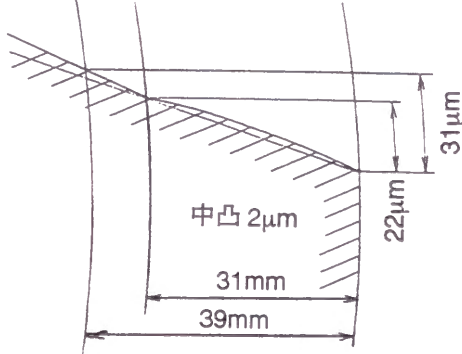
このシステムのメリットを量産ラインに反映する上で重要なことは、シェービング盤ごとに管理をして、シェービング盤の機差の影響をも考慮できるようにすることと、シェービングカッタを個々に管理すること、すなわち、

- (a)シェービングカッタの歯形・リードの測定データ
- (b)カッタを交換して加工を開始した直後に加工したワークの歯形・リードの測定データ
- (c)加工継続不可能と判断しカッタを交換する直前に加工したワークの歯形・リードの測定データ

をベースに、次回再研削するときのねらい歯形を表5-2に示す再研削指示書によってカッタ再研削作業者に指示することである。

このシステムでは、データが豊富になるにしたがい、各種情報がポジティブ・フィードバックされた形のスパイラル効果によって、よりの確なカッタ再研削のねらい歯形を自ら決定できるようになる。

表 5-2. シェービングカッタ再研削指示書の例

工具番号		FS-5231		製造番号		T1244						
ワーク名称		MUA Counter A		発行年月日		1995 年 6 月 12 日						
再研削回数		18 回		外 径	研削前	218.62mm						
歯 厚	研削前	3.27mm (軸直角)			指定値	218.65mm						
	完成値	3.25mm (軸直角)			完成値	218.62mm						
セレーション深さ		0.35mm		歯厚測定円径		214	アデンダム	2.33mm				
研 削 指 示 カ ツ タ 歯 形	(公差指示のない場合は圧力角誤差：± 2μm、歯形誤差：± 1μm) 拡大倍率；歯形：500 × 2、リード：500 × 2											
	L 歯面					R 歯面						
												
研 削 段 取 り	研削盤	GC-349		と石径		690mm						
	ねじれ角	L: 15°	R: 23°	スペーサ厚		27.5mm						
	と石取り付け角	L: 7° 31'	R: 7° 29'	ローリング径	214mm	オフセット	L: 0mm	R: 0mm				
抜き取り回数		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	平均
圧力角ねらい値		初品	609	1200	1648	2228	2820	3303	3599			
R	18(μm)	17.00	21.25	21.75	22.75	23.00	21.50	21.00	21.00			21.20
L	18(μm)	17.25	20.25	20.75	21.50	22.25	21.00	21.50	20.50			20.60

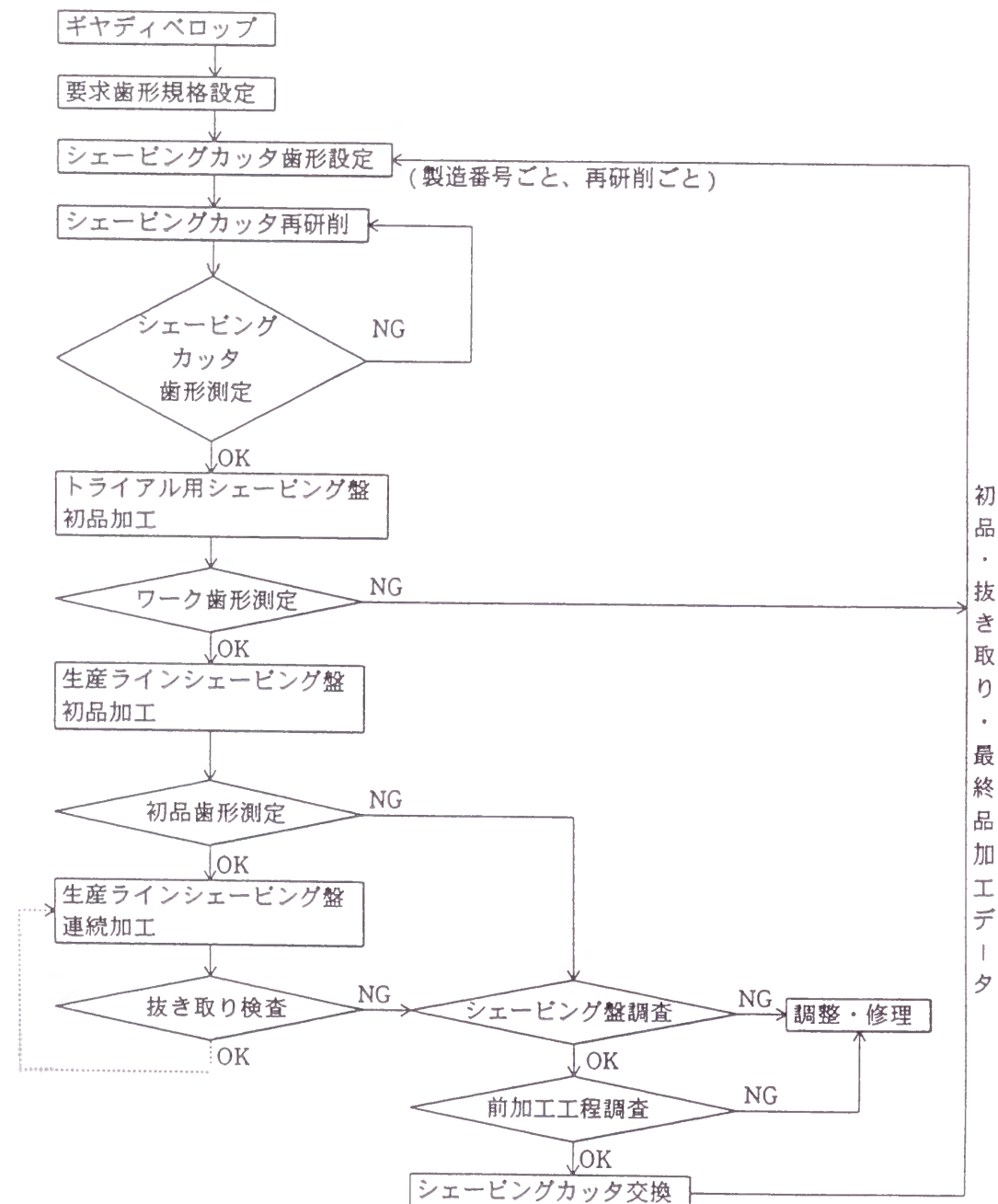


図 5-4. シェービングカッタ再研削システムのフロー

5－5．歯車測定機管理とその管理システム

量産工場での品質検査・管理工程として歯車精度を測定する場合、同じ種類の歯車はすべて1台の歯車測定機で測定されるとは限らず、複数の測定機を相互に使用する場合が多い。よって、圧力角やねじれ角などの測定データは測定機による機差を含む可能性があり、測定されたデータが正しいか否かは常に疑わざるを得ない。

このような状況をふまえて歯車精度管理をする一つの考え方は、絶対値管理である。これは、静的精度が規格内にあるマスタギヤを適正な整備状態にあるマスタチェッカによって測定し、その結果に他の測定機による同一マスタギヤのデータが一致するように、各々の測定機を調整する方法である。無論、このときマスタギヤの歯形・リードは同一の箇所を測定せねばならない。

マスタギヤ計測法は、まず、目見当によって歯幅の中央でダミー歯形を測定し、歯形の歯先からの作用線上展開長さの一定(一般に正面全かみ合い長さの半分)位置でリードを測定する。次いで、リードの全幅の正確に半分のところ(但し常に測定機上の歯車の下端から)の歯形、圧力角を測定する。このようにして測定することにより、どの測定機でも、必ず歯面に対して同一の位置の歯形、リードを測定できる。

この絶対管理法の難点は、マスターギヤ・マスターチェッカーが常に正しいのか、マスタギヤの経年変化や摩耗による変化はないのか、という点に不確定要素を持つことである。

そこで、これらの難点を克服すべく相対管理法を開発した。

変速機に組み込まれる歯車は圧力角誤差、ねじれ角誤差を持っている場合でも、相手歯車に対してそれが同一方向に同一量であれば、機能には全く問題ない。そこで、歯車測定機ごとに測定する歯車を決め、決められた歯車以外は測定しないように工程を変更した。同一の組み合わせになる歯車は、常に決められた歯車測定機を使用して測定する。このシステムであれば、測定機に多少の絶対測定誤差があっても、測定精度に繰り返し再現性があれば、かみ合う歯車同士の測定結果に対する相対誤差はゼロになる。但し、このとき圧力角、ねじれ角を測定する歯面上の箇所は、組み立てたときのかみ合わせ位置から決定し、常に相互に同一のかみ合い位置を測定できるようにする必要がある。このために、圧力角を測定する場合は、必ずしも歯幅の中央を測定することにはならず、ねじれ角を測定する場合も、歯丈の中央ではなくお互いに有効かみ合い幅の中央位置で、また、かみ合いピッチ円上でリードを測定するようになる。

また、歯車測定機における静的精度管理(表5－3参照)、およびマスタギヤによる圧力角、ねじれ角の測定管理を使用直前に、測定機ごとに行う必要がある。このデータは管理保存し、マスタギヤの経年変化と摩耗のチェックに用いる(表5－4参照)。

表5－3．歯車測定器静的精度管理表－歯車測定器 No. Ttg-197

測定項目	管理限界値(μm)	採用限界値(μm)	年月日 9/13		年月日 10/11		年月日 11/18		年月日 12/4		年月日 1/9	
			測定値	判定	測定値	判定	測定値	判定	測定値	判定	測定値	判定
1 主軸基準面の歪れ	a. 55/76 0.003 b. 332/0.003	0.005	0.001	○	0.002	○	0.001	○	0.001	○	0.002	○
2 下唇センターの歪れ	0.005	0.007	0.003	○	0.004	○	0.002	○	0.003	○	0.004	○
3 上部回転センターの歪れ	0.005	0.010	0.002	○	0.003	○	0.002	○	0.001	○	0.002	○
4 上下唇センターの一角度(150L点の振り廻し)	0.020	0.025	0.007	○	0.003	○	0.005	○	0.009	○	0.006	○
5 リード測定移動面と上下唇センター軸心の平行度(L=150について)	a. 32/0.020 b. 26/0.020	0.030	0.004	○	0.007	○	0.007	○	0.004	○	0.007	○

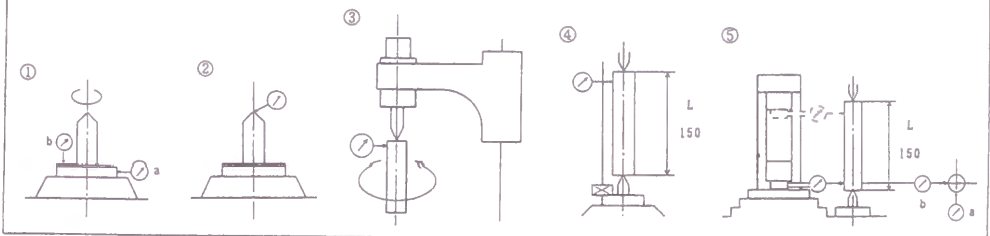
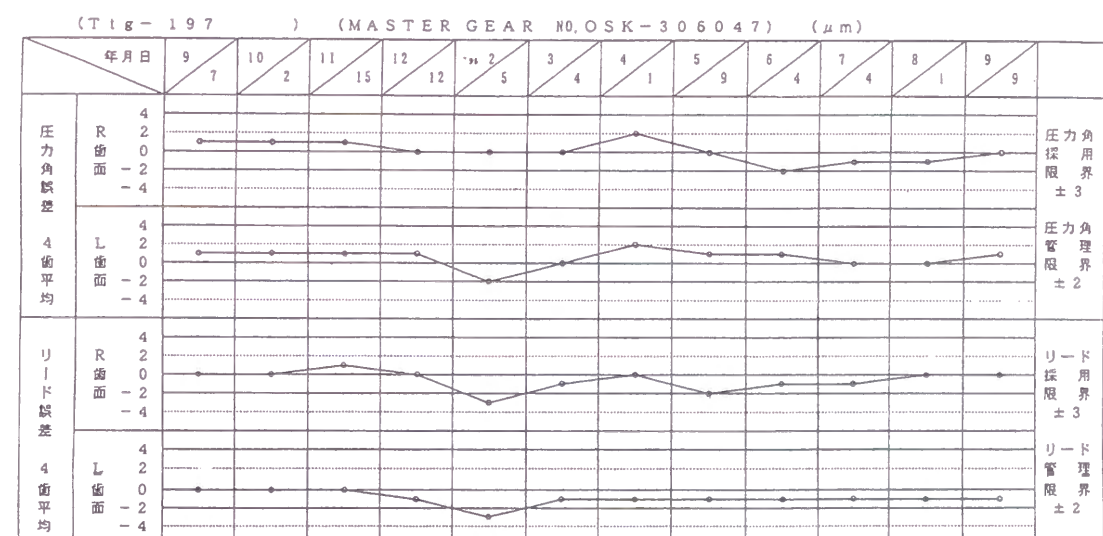


表5－4．マスタギヤの圧力角・リード誤差測定による歯車測定器管理表



5－6．結言

歯車生産システムとして新しくギヤラボシステムを開発構築し、さらに、

- ①シェービングカッタ再研削システム
- ②歯車測定機の機差管理システム

の2つのシステムをギヤラボシステムを補完するものとして開発構築した。

ギヤラボシステムを現実の量産ラインに適用すると同時に、上記の2つのシステムを併用する本システムの有効性を6ヶ月の長期にわたる量産評価テストにより確認した結果、量産ラインでのギヤノイズ発生トラブルの発生率は導入前の3～5%から1%以下になり、また、たとえ量産ラインでギヤノイズトラブルが発生しても、従来その原因解明対策に1

週間から1ヶ月も要していたのが、ギヤラボシステムにより、最大4時間ですべて解決対策を行うことができるようになった。

本成果は、自動車用高精度歯車の大量生産の従来システムの欠点を考察し、それを改良した新システムを構築する狙いが正しかった事を実証するものである。

第6章 結 論

乗用車駆動用の小モジュール・高歯・強ねじれ角の高性能・高精度歯車を経済的に大量生産するシステムを構築するために、旋削・ホブ切り・歯端面取り・シェービング・浸炭焼き入れの工程を守りながら、その中にある問題点を解明し、それを解決するための技術提案を行い、その効果を解析し、次いで現実にそのような新技術を採用して、その成果を評価した。

まず、大量生産工場での生産上の最大の障害となる『打こん』の発生原因とその歯面での発生箇所を解明しその検知力向上の対策を行った。すなわち、完成品歯車の自動選別機を従来のシングルマスタギヤ付き2歯面かみ合い装置から打こん検知専用の幅広ホローリード付き大圧力角マスタギヤと歯厚・歯溝の振れ・1ピッチかみ合い誤差測定専用の幅狭正規ねじれ角・小クラウニング付き正規圧力角マスタギヤとに分離した“ダブルマスタギヤ付き2歯面かみ合い装置”を考案し、実際の量産ラインに適用してその有効性を確認実証した。

一方、既存の“シングルマスタギヤ付き2歯面かみ合い装置”に対しては、マスタギヤを打こんの発生しやすい鋭角側歯面と歯先に強く当てる弱ねじれ・大圧力角マスタギヤ付き2歯面かみ合い装置に改造した。この装置は前述の“ダブルマスタギヤ付き2歯面かみ合い装置”に比べ、打こん検知能力は劣るが、既存の“シングルマスタギヤ付き2歯面かみ合い装置”より格段に打こん検知能力が向上し得たことを量産実験により明らかにした。

さらに、打こんを自動的に低コストで除去するためにギヤバニシング装置を考案・開発した。この装置の原理は、3個のバニシングギヤを打こんの発生箇所である歯先と両歯端面にのみかみ合うように、それぞれの中心を正三角形の位置に配置し、その正三角形の中心にワークギヤを持ちこみ、回転・押し付けにより打こんを除去するものである。3個のバニシングギヤはそれぞれ大圧力角・正規ねじれ角のバニシングギヤ、大圧力角・弱ねじれ角のバニシングギヤ、大圧力角・強ねじれ角のバニシングギヤとして調整されている。さらにこれら3個のバニシングギヤにはTiNコーティングやCBNコーティングを施して、その打こん除去力を向上させている。このバニシング装置による打こん除去力の有効性を量産実験により明らかにした。

次に、歯車の高性能化に対しての最大の障害である『ギヤノイズ』の発生原因を解明し、『ギヤノイズ』を低減させる設計法・工法を開発し、実験によりその有効性を確認した。設計要因としては、軸直角かみ合い率と重なりかみ合い率のバランスが必要であり、また、歯面上で負荷を伝送するかみ合い域の広域安定化が必要である。実際の前輪駆動用トランスアクスルの終減速ギヤに対して上記概念に基づく設計変更を行い、これらの技術的な改良の成果を量産実験により明らかにした。さらにシェービングカッタと被加工歯車のホブ切り歯面との初期軸直角かみ合い率が2.1以上確保される歯車設計が必要であることを加工実験で明らかにした。このデザインが有効であるのは、シェービングによる歯形誤差の少ない直線歯形を容易に得られるためである。

加工上の原因で発生するギヤノイズの問題として、

- ①熱処理変形に起因する歯車精度低下によるギャノイズの悪化
- ②シェービング加工の取り代の過大が原因で生じる歯底段差と相手歯車歯先のトロコイド干渉により発する異音
- ③シェービング加工の取り代の過少による下切り残り部の干渉による異音
- ④内端面・軸部研削加工不良による組み立て基準と加工基準のずれによるうなり音の発生

が挙げられることを実験により実証した。

ギャノイズ解析にあたっては、ギャノイズの良品・不良品のユニットに対して順次部品を組み替えて評価し、どの部品にそのギャノイズの良・不良が連れ回るかを解明する部品相互組み替え評価法と、ユニットとして組み立て、その油を抜き、低トルク(4～7kgf・m (39.23～68.65N・m))・低回転(1～5rpm)で歯当たりを評価する方法を併用することにより、最適歯面形状の設定と必要な歯車精度を容易に把握することができることを提案し、多くの実験により明らかにした。

前述の2方法を駆使して多くの実機検証を行うことにより、ギャノイズを低減させるには車両構造、エンジンマウンティング状態、車両のインシュレーション状態、エンジン動力特性、ユニットのケース剛性、エンジンとユニットの結合状態、歯車軸の軸受による支持形態やはめ合い状態等の多くの因子を考慮した微妙な歯面修整を施す必要があることが判明し、その手法を明らかにした。

ギャノイズの元となる歯車のかみ合い変動を可能な限り少なくするには、かみ合う歯車の歯先と歯元フィレット部とのトロコイド干渉を避け、かみ合い始めを滑らかにかみ合わせ、かつ実際の総合かみ合い率を増加させることが基本的な考えである。上記のことを考慮し、やわい歯の歯車のギャノイズに対する有効な歯面修整の指針は、下記に示す項目であることが判明した。

- ①鋭角なティップリリーフ(歯先逃げ)を付ける。これは歯先干渉を避けるためである。
- ②ティップリリーフ開始点については1個の歯車における1歯面ごとのばらつきを少なくする。これはかみ合い率の変動を少なくするためである。
- ③実正面かみ合い率を増加させ、かみ合い変動を少なくするため、過大な歯形修整は避け、歯形はできるだけインボリュート曲線に近いものにする。
- ④かみ合い始めの衝撃を少なくするため若干の相対圧力角差を設ける。
- ⑤軸間のねじれ誤差によるかみ合い変動を少なくするため、適度のバイアスインの歯当たりとなるよう、歯面の形状修整を行う。
- ⑥リード誤差・軸の平行度によるが、実重なりかみ合いを増加させ、かみ合い変動を少なくするため、クラウニングは可能な限り少なくする。但し熱処理変形による中凹や二山形状の歯筋が発生したり、アライメント誤差によるエッジコンタクトが発生しない前提が必要である。
- ⑦リード・テーパ修正は、駆動歯面に対してはかみ合い始めに大きな歯当たりを、か

み合い終わりには比較的小さな歯当たりを付け、被駆動歯面に対しては全歯面に広い歯当たりを付ける。

これはエンジンのトルク変動に対するかみ合い変動の影響を少なくするためである。

大量生産ラインでのギャノイズトラブルを未然に防ぎかつギャノイズを向上させる上で、先に述べた歯車設計や歯面修整に並んで重要なことが、信頼性の高いギャノイズ判定法の確立である。

ギャノイズ判定には、特に車両評価とユニット評価との相関をつかむことが一般に非常に困難であると言われている。本研究でも車両評価点とユニット評価点との相関関係は皆無であることを実験により明らかにした。この状況に対処するため、量産ラインでのギャノイズ判定にマスタユニットを用いた特異回転時音圧相対比較法を考案した。これはマスタカーに限界評価マスタユニットをのせ、マスタ評価者にギャノイズの最悪評価点を発生させる車速域を見いだし、各ファイナルベンチごとにそのマスタユニット評価を最悪ギャノイズ発生車速域に合わせた回転数に設定して、その時の一次かみ合い音を測定し、その値と量産品との比較を行い、限界値より下であれば良品とする方法である。

従来は各ファイナルベンチごとに評価者が、それぞれ独自に絶対官能評価を行っていたために、ベンチ間・直間(昼勤・夜勤)・評価者間・機種間で大きなばらつきを発生させ、これが量産ラインでのギャノイズ原因究明の一大阻害要因となっていた。

これら諸問題点を解決するため、新たな新検査法を考案した。音の三要素である音圧、周波数、そして音色を計器上に取り込み、それを評価する等価式を実験により導き出し、その演算結果を官能評価(10点法)の数値化により等級判定をする方法である。このギャノイズ評価システムを開発し、オーディットベンチ(防音トランスアクスルテスト評価室)で現実のトランスアクスル運転騒音を評価し、良好な結果を得ることが出来た。

定常音である、トランスアクスルギャノイズ計器評価方法の考え方として、聴覚の概念をプログラムに取り入れたこと、そして絶対官能評価者の存在がこの満足すべき成果を得るに至らせたものとする。

すなわち、

- ①定常音に対するピークの考え方として、臨界帯域幅の雑音レベルにおけるピークの卓越量
- ②臨界帯域幅の設定は、参考式よりダミーの音を作成し、評価者との照合を得たこと
- ③サイドバンドの発生状況における人間の聴覚の照合。
そして、サイドバンドのウエイトを聴覚の動特性のオーバシュートから適用
- ④判定値の設定として、官能評価の数値化およびファジィ理論の採用

以上の内容をコンピュータプログラムに反映し、本システムによる自動判定結果と従来からのスペシャリストによる絶対官能評価との差を、当初の目標である±0.25点までにおさめることに成功した。このことは、今回開発した計器とコンピュータの統合による新評価システムの判定値と絶対官能評価者の判定値とは、同等のレベルであることを意味し、オーディットベンチ評価の有効性が実証された。

これら一連の研究成果である“歯面修整”と“ギヤノイズ判定法”の確立によりギヤノイズを絶対官能評価(10点法)で min. 4.5～5.0 点から min. 6.5 点へと 1.5～2.0 点向上させることができた。

大量生産工場においては、一般に生産量が増大するほど、また 加工サイクルタイムが短くなるほど『歯車精度』は悪化する傾向にある。

本研究の目標は年産 40～60 万台のトランスアクスルを加工サイクルタイム 0.5～0.75 分の条件下で、全歯車全歯面(但し、リバース系 3 ギヤを除く歯車 12 種)の精度の中で、特に圧力角誤差・リード誤差・歯溝の振れの 3 項目が、最悪でも DIN 9 級までにおさまるよう、製造精度を向上させることである。このために設備対策として

- ①シェービング加工精度向上のため、シェービング前工程での『新簡易連続型歯車洗浄機の導入』
- ②熱処理変形の均一化を図るため、シェービング後工程での『新簡易バジ型歯車洗浄機の導入』
- ③熱処理変形を少なくするための『新焼き入れ油槽の開発』
- ④浸炭層の全歯面に対する均一化(歯先から歯底まで)を図るための『FC 浸炭』の導入

を提案し、また、ソフト対策として

- ①シェービングカッタ再研削時に、カッタに必要な歯形形状・圧力角・ホローリード量を指示できる研削システムの導入。これは、ねらいどおりの歯面形状精度を有するワークギヤを造りこむために最も重要である。
- ②歯車精度データを各工程ごと、すなわち下切り・シェービング・熱処理後完成時にわたって関 連づけるデータマネジメントシステムの導入。特にシェービングについては、設備・工具シリアル番号・研削回数・被加工歯車の種類ごとに、カッタ歯面精度とワーク歯面精度のデータを分析し、それを蓄積すると同時に不良発生時に即時原因解析できるシステムを構築する。
- ③歯車精度管理のベースとなる歯車測定機器類に対する静的精度管理・マスタギヤによる機差管理・原器測定機（マスターチェッカー）管理を統轄したシステムを構築する。

等の一連の項目を実施した。これらの総合的な生産技術を実現した結果、目標の精度向上を達成し得た。

以上の研究成果を統合し、高機能・高精度・低コストの歯車を大量生産する上で最も効率的な生産システムである“ギヤラボ”システムを考案・開発し、これを組織化して現実に機能させた。これは従来歯車製造工場において歯車に関する生産技術・品質管理・工具再研削・工作の 4 業務が、それぞれ別々の組織として設けられていたものを集中統合化した、今までにない新組織である。さらに歯車に関するすべての管理・技術・技能の 3 分野

を統合化したものでもある。すなわち、歯車生産に関しては品質・コスト・生産量・技術開発のすべてに対する責任と権限を持つものである。

従来の歯車生産方式である四分野別個の組織であると、品質・生産上のトラブル発生時に“船頭多くして船山に登る”式や“自責でなく他責”式となり、原因究明対策に多大な時間をかけても良好な結果を得られなかった。

また、ギヤノイズ向上に対しては図 6－1 に示す一連の解析が必要となるが、これには技術と技能をマッチングさせてやることが最重要である。これはギヤラボ方式でないと不可能である。

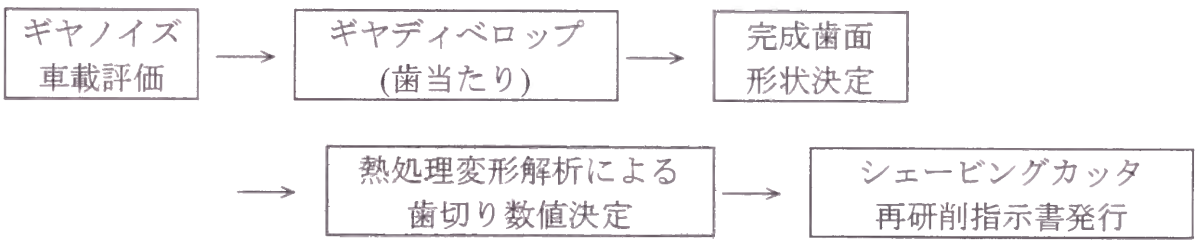


図 6－1. ギヤラボシステムによるギヤノイズ向上解析

歯車精度向上に対しても、打こん発生率減少に対しても、同様にギヤラボの方が大きな効果を挙げることができる。すなわち、図 6－2 に示すように歯車に関わる品質・技術向上対策等はギヤラボシステムのサポートなしでは大きな成果を得るのは困難である。

以上、打こん・ギヤノイズ・ギヤ精度全項目がギヤラボシステムの構築により、トラブル対策に対する効果を実際の生産現場において保証しうる確実な技術にすることが可能となり、さらに、日々改善向上し得る自己完結型組織へと成長させることに成功した。

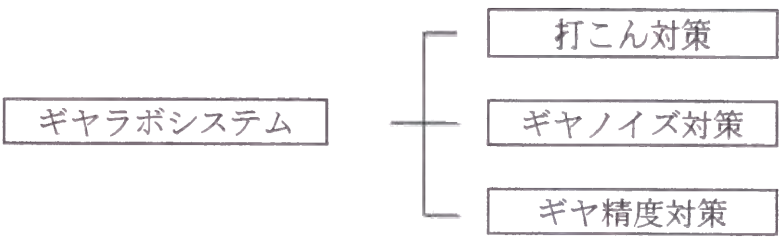


図 6－2. ギヤラボシステムの歯車品質向上業務

以上の本研究成果を実用に供し、また本研究中に着想したささいではあっても重要な処置は、これを採用し、以下の顕著なる実績が得られた。

まず、コストと機能と精度の面から、本研究開発前の従来工法とハードフィニッシング工法、および、本研究で開発された工法・生産システムを比較検討する。

(1)コスト

歯車に限らず、品物の生産コストは変動経費と固定費よりなる。変動経費は直接労務費と生産用材費(工具費・動力費・油費等)からなり、固定費は間接労務費と設備費(設備償却等)よりなる。すなわち生産台数によりコストが変動するのが 変動経費であり、それに無関係に発生するコストが固定費である。

比較のため取り上げるハードフィニッシングと研究開発前の従来工法と、本研究で研究開発した新工法との間のコスト比較を行ったところ、大きく異なるのは、変動経費においては人件費と工具費、固定費においては設備償却費と間接労務費である。このコスト算出を研究開発前の従来工法を 1.0 として、それぞれ比較すると新工法 1.2 でハードフィニッシング 5.0 となる。但し、歯車加工(ギヤボックス内の全歯車は 12 点でリバース系歯車は除く)のみの比較である。

(2)機能

打こんについては、従来工法では 5～8%であったものを本論文に示す新工法ではユニット組み立て後の発生率が 1%以内、ハードフィニッシングでは 0.1%以内になると推測する。歯車精度はギヤノイズのばらつきには関係するが、ギヤノイズの平均点を必ずしも向上させるものではない。すなわち、歯車精度を最悪 DIN 6 級の高精度におさえるという処置をしても必ずギヤノイズが min. 8 点の高成績が得られることにはならない。

(3)精度

歯車精度について各工法別に比較すると表 6－1 に示すようになる。

表 6－1．歯車精度と工法の比較

規 格 \ 工 法	研究開発前 従来工法	新 工 法	ハード フィニッシング
圧力角誤差ばらつき	min. DIN 12 級	min. DIN 9 級	min. DIN 6 級
リード誤差ばらつき	min. DIN 13 級	min. DIN 9 級	min. DIN 6 級
歯溝の振れ	min. DIN 13 級	min. DIN 9 級	min. DIN 6 級

歯車精度についてのみ考慮すると ハードフィニッシングが断然優位である。

(4)総括

以上コストと機能と精度について、研究開発前の従来工法と、研究開発された新工法とハードフィニッシングの 3 工法で比較した数値を表 6－2 に示す。

表 6－2．歯車のコスト・機能・精度の比較

比較項目 \ 工法	コスト	機 能		歯車精度
		打 痕	ギヤノイズ	
従 来 工 法	1.0	5～8%	min. 4.0 点	min. DIN 13 級
新 工 法	1.2	1% 以下	min. 6.5 点	min. DIN 9 級
ハードフィニッシング	5.0	0.1%以下	min. 7.0 点	min. DIN 6 級

大量生産下での低コスト・高精度・高機能歯車を生産し続けることは至難の技である。

一方、高精度・高機能歯車を生産するためにドイツで主として開発され、また導入されている浸炭焼き入れ後に歯面仕上げ研削を行うハードフィニッシングを導入することも一つの解決法であるが、表 6－2 に示すように高コストとなり自動車用手動変速機には受け入れ難い。クレーム費・顧客満足度を考慮すると本論文で開発した新工法が、コストと機能と精度のバランスがいちばん良いと見なされる。

本研究の成果は総合的には従来工法やハードフィニッシングに勝るものでありそのことが実績において実証された。

<参考文献>

- [1] 黒須；『歯車自動選別システム(新機械普及促進事業検討資料)』(通産省重工業局計量課 P.1～P.30: 970 年)
- [2] 石川；『歯車噛み合い試験法』(特許公告番号第 464897 号)
- [3] Y.Kawasaki, A.Hayashi, M.Shinoda, S.Nojiri；『Development of a New Automatic Gear Selecting Machine for Automobile Transaxle Manufacturing』(CIRP Annals Vol.24/1:1985 年)
- [4] 川崎、林；『最近の歯車自動選別機』(機械技術: 日刊工業新聞社刊 29 巻 12 号 P.93.～P.99:1981 年)
- [5] 川崎、林、篠田；『新歯車自動選別機の開発』(機械の研究: 養賢堂社刊 36 巻 3 号 P.21～P.26:1984 年)
- [6] 鈴木、梅次；『動力伝達用はすば歯車の振動特性(振動レベルの解析方法について)』(日本機械学会論文集 C 53 巻 490 号 P.249～P.1253:1987 年)
- [7] 人見；『性能向上のための歯車の役割 自動車用駆動装置の歯車』(精密工学会誌 58 巻 8 号 P.1287～P.1289:1992 年)
- [8] I.Nakagawa, N.Maruyama, K.Morikawa, N.Hitomi, M.Kato, K.Inoue；『Effects of gear tooth contact on automobile transmission gear noise』(2nd International Conference on New Development in power train and Chassis Engineering:1989 年)
- [9] Y.Kawasaki, A.Hayashi, M.Shimada, N.Tsutsumi；『Development of Final Gear Noise of Manual transaxle for Front Wheel Drive vehicle under High Volume Production』(CJISME Machine Elements Vol. 2:1993 年)
- [10] Y.Kawasaki, A.Hayashi, M.Shinoda；『Development of Transfer Gear Noise of a 4×4 Transmission for Recreational Vehicles』(Proc. AGMA '94 Fall Technical Mtg. Saint Louis, U.S.A, P.1～P.6)
- [11] 鈴木、矢内、森川、榎本、清野；『はすば歯車の振動・騒音に関する研究』(日本機械学会論文集 C 53 巻 491 号 P.1532～P.1537: 1987 年)
- [12] G.W.Blankenship, R.Singh；『New Rating Indices for Gear Noise Based upon Vibro-Acoustic Measurement』(Noise Control Engineering Journal Vol. 38 No.2 P.81～P.93:1992 年)

- [13] I.Faulstich；『CBN-Profile Grinding Cylindrical Gears Using Galvanically Bonded Wheels』(MPT'91 JSME International Conference on Motion and Power Transmissions P.213～P.218:1991 年)
- [14] 川崎；『歯車の熱処理による変形と対策』(応用機械工学: 大河出版社刊 29 巻 8 号 P.163～P.167:1988 年)
- [15] 岡村、河嶋；『歯車用リングの焼き入れ変形の解析』(住友金属技報: 住友金属(株) 41 巻 4 号 P.439～P.446:1989 年)
- [16] S.R.Rao, R.W.Schwartz；『An experimental analysis of the gear shaving process』(Manufacturing Engineering Transaction Vol. 13 P.294～P.298:1985 年)
- [17] 川崎；『自動車用歯車の加工技術⑥ シェービングと熱処理』(応用機械工学: 大河出版社刊 29 巻 5 号 P.160～P.169:1988 年)
- [18] 川崎；『自動車用歯車の加工技術⑦ 歯車の熱処理による変形と対策』(応用機械工学:大河出版社刊 29 巻 8 号 P.163～P.167:1988 年)
- [19] A.Fassler；『Gear Honing from a single source』(Fassler Honing 機械カタログ: Metex AG)
- [20] 難波；『聴覚ハンドブック』(ナカニシヤ出版: 1984 年)
- [21] Y.Kawasaki, A.Kubo, M.Karube；『Development of 5th Gear Noise of Automotive Manual Transaxles under High Volume Production』(VDI Berichte 1230 International Conference on Gears P.705～P.718:1996 年)
- [22] A.Baramley, G.Turner；『The Gaseous Cementation of Iron and Steel』(Iron Steel Inst., Cornegie School Mem., Vol. 17 P.23:1928 年)

<付録 1>

附表 1 学術論文一覧表（発表済み並に発表予定を含む）

追番	標 題	掲載学会誌名	著 者 名	発行年月日	掲載頁(頁数)
1	Development of a new Automatic Gear Selecting Machine for Automobile Transaxle Manufacturing	CIRP Annals vol.33/1	Y.Kawasaki 他 3 名	1984 年 7 月	P363～P368 (6 頁)
2	Development of Final Gear Noise of Manual Transaxle for Front Wheel Drive Vehicle under High Volume Production	Proc.CJISME'93 Machine Elements, Beijing, China, 第 1 巻	Y.Kawasaki 他 4 名	1993 年 11 月	P127～P132 (6 頁)
3	Development of Transaxle Gear Noise of a 4x4 Transmission for Recreational Vehicles	Proc. AGMA '94 Fall Technical Meeting, Saint Louis, U.S.A	Y.Kawasaki 他 3 名	1994 年 10 月	P1～P6 (6 頁)
4	Development of High Precision Gears for Automotive Manual Transaxles under High Volume with Existing Production Facilities —— Quality Improvement from Min.DIN-13 to DIN-9 by Q.F.D. Activities ——	Proc. International Congress-Gear Transmission '95, Sofia Blugaria, 第 3 巻	Y.Kawasaki 他 4 名	1995 年 9 月	P13～P17 (5 頁)
5	Development of 5th Gear Noise of Automotive Manual Transaxle under High High Volume Production	Proc. VDI International Conference on Gears, Dresden, German	Y.Kawasaki A.Kubo 他 3 名	1996 年 4 月	P705～P718 (14 頁)
6	Development of the New Gear Noise Judgement System for Final Drive of Automotive FWD Manual Tranaxles on an Audit Bench	Proc. FISITA Conference 1996, Prague Czecho	Y.Kawasaki A.Kubo 他 4 名	1996 年 6 月	RECORD 5372～5455 (26 頁)
7	Comparison of Gear Finishing Methods between Soft Finishing(SHAVING) and Fine Finishing(FASSLER HONING)	Proc. ASME 7th International Power Transmission and Gearing Conference San Diego, U.S.A	Y.Kawasaki A.Kubo 他 3 名	1996 年 10 月	P639～P646 (8 頁)
(8)	New Production System for High Quality and Low Cost Gears on Manufacturing Automobile Transaxle under High Volume Production	Proc. The 9th International Pacific Conference on Automobile Engineering (IPC-9) Nusa Dua, Indonesia	Y.Kawasaki A.Kubo 他 1 名	1997 年 11 月 予定	6 頁

<付録 2>

附表 2 権利取得特許・実用新案並に出願済み特許一覧表

追番	特 許 名 称	登 録 番 号	権 利 取 得 日	発 明 者
1	歯車の歯面バニッシング装置	特許第 1615302 号	1991 年 8 月 30 日	川崎 芳樹 他 2 名
2	歯車自動選別機	特許第 1670605 号	1992 年 6 月 12 日	川崎 芳樹
3	歯車バニッシング装置	実用新案 登録第 1924245 号	1992 年 8 月 26 日	川崎 芳樹 他 2 名
4	ダブルマスターギヤ付き 歯車自動選別機	特許第 1762314 号	1993 年 5 月 28 日	川崎 芳樹
5	内スプライン歯車の 精密加工方法	特許第 1771000 号	1993 年 6 月 30 日	川崎 芳樹 他 2 名
6	内スプラインポインティング面 測定用治具	実用新案 登録第 2052110 号	1995 年 2 月 20 日	川崎 芳樹 他 2 名
7	APPARATUS FOR CORRECTING SURFACE IMPERFECTIONS ON A SURFACE OF GEAR TOOTH	PATENT.NO. 4,972,564(U.S.A)	1990 年 11 月 27 日	川崎 芳樹 他 1 名
8	GEAR NOISE EVALUATION SYSTEM	PATENT.NO. 5,574,646(U.S.A)	1996 年 11 月 12 日	川崎 芳樹 他 2 名
(9)	洗浄装置	特許願 平 5-2407303	1993 年 8 月 31 日	川崎 芳樹 他 2 名
(10)	焼き入れ方法及び設備	特許願 平 5-095399	1993 年 3 月 29 日	川崎 芳樹 他 1 名
(11)	ギヤノイズ評価装置	特許願 平 6-255144	1994 年 10 月 20 日	川崎 芳樹 他 2 名
(12)	回転体のねじれ振動吸収装置	特許願 平 8-3560803	1996 年 12 月 25 日	川崎 芳樹 久保 愛三 他 2 名
(13)	シフト操作評価装置	特許願 平 9-103327	1997 年 4 月 21 日	川崎 芳樹 他 1 名
(14)	歯車検査装置及び方法	特許願 平 9-122857	1997 年 4 月 28 日	川崎 芳樹 他 3 名

<付録 3>

附表 3-1 機械系専門紙（商業誌・学会誌）解説・レビュー記事一覧表

追番	標 題	専門 雑誌名	出版社名	著 者 名	発行年月日	掲載頁 (頁数)
1	ユーザーからみた歯車加工における品質管理	機械技術 28 巻 6 号	日刊工業 新聞社	川崎 芳樹	1980 年 5 月 1 日	P85～P90 (6 頁)
2	歯切り加工のバリ発生とその対策	機械技術 29 巻 8 号	日刊工業 新聞社	川崎 芳樹	1981 年 7 月 31 日	P36～P39 (4 頁)
3	最近の歯切り工具と工具研削技術	機械技術 29 巻 11 号	日刊工業 新聞社	川崎 芳樹 他 1 名	1981 年 10 月 1 日	P101～P106 (6 頁)
4	Automatic Gear Selecting Machine	Involute 7 巻	大河 出版社	川崎 芳樹 他 1 名	1981 年 10 月 1 日	P23～P27 (5 頁)
5	最近の歯車自動選別機	機械技術 29 巻 12 号	日刊工業 新聞社	川崎 芳樹 他 1 名	1981 年 11 月 1 日	P93～P99 (7 頁)
6	カムプロフィルの研削加工におけるリフト誤差	機械技術 31 巻 2 号	日刊工業 新聞社	川崎 芳樹	1983 年 2 月 1 日	P93～P101 (9 頁)
7	ヘリコイドロータ加工用ミールリングカッターの自動設計	機械技術 31 巻 7 号	日刊工業 新聞社	川崎 芳樹	1983 年 7 月 1 日	P101～P107 (7 頁)
8	新歯車自動選別機の開発	機械の研究 36 巻 3 号	養賢堂	川崎 芳樹 他 2 名	1984 年 3 月 1 日	P21～P26 (6 頁)
9	Development of a New Automatic Gear Selecting Machine	Involute 9 巻	大河 出版社	川崎 芳樹 他 2 名	1984 年 3 月 1 日	P28～P34 (7 頁)
10	歯車への表面処理技術の応用	機械技術 32 巻 9 号	日刊工業 新聞社	川崎 芳樹 他 1 名	1984 年 8 月 1 日	P48～P51 (4 頁)
11	自動車部品加工工場の将来ートランスミッションを中心にー	機械技術 32 巻 12 号	日刊工業 新聞社	川崎 芳樹	1984 年 10 月 30 日	P50～P54 (5 頁)
12	新歯車自動選別機の開発	いすゞ技報 72 巻	いすゞ 自動車	川崎 芳樹 他 1 名	1984 年 11 月 10 日	P78～P85 (8 頁)
13	最近の歯車生産技術はどこまで進歩したか	機械技術 33 巻 1 号	日刊工業 新聞社	川崎 芳樹	1985 年 1 月 1 日	P67～P80 (14 頁)
14	切削技術と工具（新時代に躍動する工作機械産業）	日刊工業 新聞 2 月 25 日版	日刊工業 新聞社	川崎 芳樹	1986 年 2 月 25 日	44 面～45 面 (2 頁)
15	ツーリング・チャック・治具の最新動向	日刊工業 新聞 2 月 25 日版	日刊工業 新聞社	川崎 芳樹	1986 年 2 月 25 日	46 面 (1 面)

附表 3-2 機械系専門紙（商業誌・学会誌）解説・レビュー記事一覧表

追番	標 題	専門 雑誌名	出版社名	著 者 名	発行年月日	掲載頁 (頁数)
	止まり穴内スプライン加工用 プッシュブローチ盤の開発	機械技術 34 巻 2 号	日刊工業 新聞社	川崎 芳樹 他 2 名	1986 年 2 月 1 日	P101～P106 (6 頁)
17	機械設計の トラブル改善事例 3 件	機械設計 30 巻 3 号	日刊工業 新聞社	川崎 芳樹	1986 年 3 月 1 日	P120～P122 (3 頁)
18	TQC 手法を用いたトラブル解決法ー スプラインかん合振れ精度向上対策ー	機械技術 34 巻 15 号	日刊工業 新聞社	川崎 芳樹	1986 年 12 月 1 日	P66～P73 (8 頁)
19	新歯車自動選別機の開発	技術士 216 号 No3 臨時増刊	日本 技術士会	川崎 芳樹	1987 年 3 月 1 日	P25～P28 (4 頁)
20	自動車変速機用歯車加工の 自動化・無人化に対する課題 と展望	機械技術 35 巻 6 号	日刊工業 新聞社	川崎 芳樹	1987 年 5 月 1 日	P63～P67 (5 頁)
21	GM 社における FA 計画と 戦略	応用機械工学 28 巻 10 号	大河 出版社	R.J.Templin 訳) 川崎 芳樹	1987 年 10 月 1 日	P120～P125 (6 頁)
22	歯車生産技術者の見る夢と展望	機械技術 35 巻 15 号	日刊工業 新聞社	川崎 芳樹	1987 年 11 月 20 日	P117 (1 頁)
23	自動車用歯車の加工技術① 自動車変速機と歯車	応用機械工学 28 巻 12 号	大河 出版社	川崎 芳樹	1987 年 12 月 1 日	P161～P165 (5 頁)
24	自動車用歯車の加工技術② 変速機のトラブルと歯車加工	応用機械工学 29 巻 1 号	大河 出版社	川崎 芳樹	1988 年 1 月 1 日	P162～P167 (6 頁)
25	自動車用歯車の加工技術③ 歯車の製作工程	応用機械工学 29 巻 2 号	大河 出版社	川崎 芳樹	1988 年 2 月 1 日	P162～P168 (7 頁)
26	自動車用歯車の加工技術④ 歯車の加工プロセス	応用機械工学 29 巻 3 号	大河 出版社	川崎 芳樹	1988 年 3 月 1 日	P154～P159 (6 頁)
27	自動車用歯車の加工技術⑤ 歯車加工機と工具	応用機械工学 29 巻 4 号	大河 出版社	川崎 芳樹	1988 年 4 月 1 日	P152～P159 (8 頁)
28	自動車用歯車の加工技術⑥ シェービングと熱処理	応用機械工学 29 巻 5 号	大河 出版社	川崎 芳樹 他 1 名	1988 年 5 月 1 日	P160～P167 (8 頁)
29	自動車用歯車の加工技術⑦ 歯車の熱処理による変形と対策	応用機械工学 29 巻 8 号	大河 出版社	川崎 芳樹	1988 年 8 月 1 日	P163～P167 (5 頁)
30	自動車用歯車の加工技術⑧ 平歯車とはすば歯車	応用機械工学 29 巻 9 号	大河 出版社	川崎 芳樹	1988 年 9 月 1 日	P160～P165 (6 頁)
31	自動車工業における CAD/CAM の応用ー西ドイツ・ ベンツ社車の事例ー	応用機械工学 29 巻 10 号	大河 出版社	H.Flegel 訳) 川崎 芳樹	1988 年 10 月 1 日	P157～P165 (9 頁)

附表 3-3 機械系専門紙（商業誌・学会誌）解説・レビュー記事一覧表

追番	標 題	専門 雑誌名	出版社名	著 者 名	発行年月日	掲載頁 (頁数)
32	自動車生産技術者から見たハイテク化と国際化の関係	機械技術 36 巻 13 号	日刊工業 新聞社	川崎 芳樹	1988 年 10 月 20 日	P69 (1 頁)
33	自動車用歯車の加工技術⑨ 歯車加工理論解析	応用機械工学 30 巻 1 号	大河 出版社	川崎 芳樹	1989 年 1 月 1 日	P161～P167 (7 頁)
34	自動車用歯車の加工技術⑩ 歯切り工具の寸法補正	応用機械工学 30 巻 2 号	大河 出版社	川崎 芳樹	1989 年 2 月 1 日	P160～P166 (7 頁)
35	自動車用歯車の加工技術⑪ バリ・カエリの処理	応用機械工学 30 巻 4 号	大河 出版社	川崎 芳樹	1989 年 4 月 1 日	P160～P166 (7 頁)
36	自動車用歯車の加工技術⑫ 歯車の打痕対策	応用機械工学 30 巻 5 号	大河 出版社	川崎 芳樹	1989 年 5 月 1 日	P160～P166 (7 頁)
37	自動車変速機用歯車の塑性加工と計測技術	応用機械工学 31 巻 2 号	大河 出版社	川崎 芳樹	1990 年 2 月 1 日	P121～P128 (8 頁)
38	非接触歯面解析システム ーホログラフィー測定ー	自動車技術 Vol.44 11 号	社団法人 自動車 技術会	川崎 芳樹	1990 年 11 月 1 日	P59～P64 (6 頁)
39	自動車変速機用歯車の生産技術動向	自動車技術 Vol.45 5 号	社団法人 自動車 技術会	川崎 芳樹	1991 年 5 月 1 日	P73～P77 (5 頁)
40	4.2.2. マニュアルトランスミッション (1)歯車、スプライン	自動車技術ハンドブック④生産・品質・整備編	社団法人 自動車 技術会	川崎 芳樹	1991 年 9 月 1 日	P223～P225 (3 頁)
41	歯車・歯車装置と加工機械	日刊工業新聞 4 月 3 日版	日刊工業 新聞社	川崎 芳樹	1992 年 4 月 3 日	6 面～7 面 (2 面)
42	4.2. 自動車変速機用歯車のバリ取りと打痕対策	PS 全書 第 4 編	日経技術 図書	川崎 芳樹	1992 年 4 月 11 日	P144～P157 (14 頁)
43	205) F16/F20 T/AXLE Final Gear Noise 向上対策	品質管理 Vol.43 5 月 臨時増刊号	財団法人 日科技連	川崎 芳樹 他 1 名	1992 年 5 月 20 日	P114～P119 (6 頁)
44	歯車生産技術の現状と展望	精密工学会誌 Vol.58 第 8 号	社団法人 精密 工学会	川崎 芳樹	1992 年 8 月 5 日	P8～P9 (2 頁)
45	412) ISUZU ビッグホーン車用トランスファーギヤノイズ低減対策－MUA 型 4X4 Transfer Gear Noise－	部課長、スタッフ 品質管理大会 報文集/ 第 43 回	財団法人 日科技連	川崎 芳樹 他 2 名	1993 年 11 月 1 日	P289～P294 (6 頁)
46	自動車用変速機歯車のつくり込み	ツールエンジニア Vol.36 No.7	大河 出版社	川崎 芳樹	1990 年 2 月 1 日	P110～P115 (6 頁)

附表 3-4 機械系専門紙（商業誌・学会誌）解説・レビュー記事一覧表

追番	標 題	専門 雑誌名	出版社名	著者名	発行年月日	標 題 (頁数)
47	Development of a New Production System for High-precision Low-cost Gears of Automobile Manual Transaxles under High-volume Production	International Jaunal of the Japan Society of Precision Engineering Vol.30 No.1	精密 工学会	Y.Kawasaki A.Kubo 他 1 名	1996 年 8 月	P1～P5 (5 頁)
48	大量生産化における自動車用変速機歯車の品質保証とその測定法	ツールエンジニア Vol.37 No.3	大河 出版社	川崎 芳樹	1996 年 3 月	P86～P91 (6 頁)
49	自動車用変速機歯車の高精度・低コスト生産システムの開発	精密工学会誌 Vol.62 No.7	精密 工学会	川崎 芳樹 久保 愛三 他 2 名	1996 年 7 月	P929～P933 (5 頁)
50	低コスト・高精度歯車加工法	機械技術 Vol.44 No.7	日刊工業 新聞社	川崎 芳樹	1996 年 7 月	P62～P65 (4 頁)
51	自動車変速機用歯車の切削仕上げ	機械技術 Vol.44 No.9	日刊工業 新聞社	川崎 芳樹	1996 年 9 月	P56～P60 (5 頁)
52	ギヤノイズ新評価システムの開発	日本機械学会誌 Vol.100 No.942	日本機械 学会	川崎 芳樹	1997 年 5 月	P564 (1 頁)
53	歯車測定器の歴史と展望	機械と工具 Vol.141 No.7	工業 調査会	久保 愛三 川崎 芳樹 小熊 振照	1997 年 7 月	P10～P16 (7 頁)
(54)	大量生産下における自動車用手動変速機歯車の高精度・低コスト生産技術とそのシステム開発	自動車技術 Vol.51 No.12	自動車 技術会	川崎 芳樹 久保 愛三 他 2 名	1997 年 12 月予定	(6 頁)

<謝辞>

本博士論文作成に当たり、指導教官である久保教授に微に入り細に入りの御指導をいただき筆舌に尽くし難い感謝の念でいっぱいであります。

翻ってみるに、小生が歯車に関わるようになったのは遅く、入社(1969年)して7年目の30才のときからである。故小西帝一氏(元いすゞ自動車(株)専務取締役)に歯車生産技術に携わるようにとの御下命を戴いて以来、その間鈴木仁氏(元TDF(株)社長)、篠田起之氏(自動車鑄物(株)社長)、岡田憲一氏(自動車鑄物(株)取締役)に理論面、実務面の御指導を戴き、又小生と共に歯車生産技術の苦労を分かち合ったいすゞ自動車(株)安西工場長、伊藤グループリーダ、林グループリーダ、丸茂主任部員に感謝を申し上げる次第であります。以来21年間歯車生産技術一筋で今日を迎えた訳であるが、久保先生との出会いは歯車技術研究会設立時(1985年)にお会いして以来10数年間この方公私にわたる御指導いただけてきました。本論文が完成し得たのも、一重に先生の御指導の賜物であります。

また、勉学の機会を与えて下さったいすゞ自動車株式会社の勝又室長、吉村室長、堤担当付、平野部長、西岡部長、筒井取締役、稲生専務や領家藤沢工場長に感謝する次第であります。

またさらに、いすゞ自動車株式会社コンポーネント工場ギヤラボグループの小笠原健課長、野田和良氏、名越豊氏、軽部正彦氏、稲田昭宏氏、藤村勇士氏、厨川孝之氏の各氏には実験やデータ収集・解析に対する御協力をいただき、駆動設計グループ古賀英隆グループリーダ、技術開発部劉悟玄主事には小生の論文作成の行き詰まりに対しての適切なアドバイスを下さいました。まことに感謝の念を申し上げる次第であります。